

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Institut dopravy

Válečkový dopravník s odpojitelným pohonem

Roller Conveyor with Detachable Drive

Student:

Jan Huňář

Vedoucí bakalářské práce:

Ing. Robert Brázda, PhD.

Ostrava 2016

Zadání bakalářské práce

Student: **Jan Huňář**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R003 Dopravní stroje a manipulace s materiálem**
Téma: **Válečkový dopravník s odpojitelným pohonem**
Roller Conveyor with Detachable Drive
Jazyk vypracování: **čeština**

Zásady pro vypracování:

1. Vypracujte konstrukční návrh válečkového dopravníku k dopravě kusových materiálů
2. Proveďte porovnání jednotlivých možností konstrukčního uspořádání a vyberte optimální variantu, včetně řešení pohonu.
3. Proveďte kompletní konstrukční návrh s vypracováním kompletní výkresové dokumentace pro výrobu a montáž této sestavy.

Proveďte:

- a) řeší různé možnosti konstrukčního uspořádání válečkových dopravníků;
- b) zhodnocení a výběr optimální varianty pohonu válečků;
- c) výpočet válečkového dopravníku;
- d) potřebné pevnostní a kapacitní výpočty;
- e) výkresovou dokumentaci pro výrobu a montáž mobilního válečkového dopravníku.

Zadáno:

- | | |
|-----------------------|-------------------------------|
| a) Maximální zatížení | 100kg materiálu na dopravníku |
| b) Délka dopravníku | $L = 2025 \text{ mm}$ |
| c) Činná šířka | $B = 810 \text{ mm}$ |
| d) Dopravní rychlost | $v = 0,5 \text{ m.s}^{-1}$ |
| e) Průměr válečků | $D = 50 \text{ mm}$ |
| f) Výška dopravníku | $H = 800 \text{ mm}$ |
| g) Sklon dopravníku | $\alpha = 0^\circ$ |

Seznam doporučené odborné literatury:

- 1) Polák, J., Pavliska, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení I. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2001, ISBN 80-248-0043-8
- 2) Polák, J., Bailotti, K., Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení II. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2003, ISBN 80-248-0493-X
- 3) Polák, J., Slíva, A.: Dopravní a manipulační zařízení III. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0963-X
- 4) Pavliska, J., Hrabovský, L.: Dopravní a manipulační zařízení IV. Ostrava: ES VŠB-TU Ostrava, 2004, ISBN 80-248-0537-5
- 5) ČSN 01 6910 Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory. srpen 1997. 36 s.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Robert Brázda, Ph.D.**

Datum zadání: 11.12.2015

Datum odevzdání: 16.05.2016



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 13.5. 2016

.....

Podpis studenta

Prohlašuji, že

- Byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- Beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠBTUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- Souhlasím s tím, že jeden výtisk bakalářské práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o bakalářské práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- Bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- Bylo sjednáno, že užít dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše)

V Ostravě 13. 5. 2016

.....

Podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Jan Huňář

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Vinohradní 20

690 03 Břeclav

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

HUŇAŘ, J. *Válečkový dopravník s odpojitelným pohonem*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Institut dopravy, 2015, 62 s. Vedoucí: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním řešením válečkového dopravníku s možností odpojení pohonu. V úvodu této práce je rozdělení dopravníků, dále pak následuje rozdělení válečkových tratí dle různých kritérií a uvedení jejich možností pohonu. Dalším bodem bakalářské práce je praktická část. Začíná navržením pohonu dopravníku, pak následuje jeho kontrola, výpočet nutného úhlu opásání válečků a nakonec pevnostní výpočet pláště a hřídele válečku.

Klíčová slova:

Válečkový dopravník, poháněný válečkový dopravník, odpojitelný pohon, kusová doprava materiálu

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

HUNAR, J. *Roller Conveyor with Detachable Drive*: bachelor thesis. Ostrava: VSB-Technical university of Ostrava, Faculty of Engineering, The Institute of Transport, 2015, 62 p. Thesis head: Ing. Robert Brázda, Ph.D.

This bachelor thesis deals with design-projection solution of roller conveyor with possibility of separating the drive. We begin with a overview of conveyors followed by a overview of roller conveyors with introduction of all possibilities of their drives. Then begin the practice part of this work. It starts with calculation of conveyor's drive followed by his control, calculation of roller's wrap angle and at the last strenght calculation of the shell and the rollers haft.

Keywords:

Roller conveyor, driven roller conveyor, separating drive, part material flow

Seznam použitých zkratk a symbolů

a	[mm]	zrychlení materiálu
$d_{\tilde{c}}$	[mm]	průměr hřídele válečku
$D_{\tilde{r}}$	[mm]	průměr hnací řemenice
D_v	[mm]	průměr válečku
e	[-]	eulerovo číslo
EL	[mm]	činná šířka válečku
e_v	[-]	rameno valivého odporu
F	[N]	obvodová síla pohonu
F_a	[N]	síla působící na ložisko ve válečku
F_b	[N]	síla působící na ložisko ve válečku
F_c	[N]	síla působící na konstrukci od hřídele válečku
$f_{\tilde{c}}$	[-]	součinitel čepového tření
F_d	[N]	síla působící na konstrukci od hřídele válečku
F_N	[N]	nabíhající síla pohonu
F_O	[N]	odbíhající síla pohonu
F_{PN}	[N]	nabíhající síla válečku
F_{PO}	[N]	odbíhající síla válečku
F_v	[N]	výsledná síla zatížení břemenem na váleček
$F_{vál}$	[N]	obvodová síla válečku
F_d	[N]	síla působící na konstrukci od hřídele válečku
F_x	[N]	síly působící v ose x
F_y	[N]	síly působící v ose y

F_{zdvih}	[N]	síla zdvihového mechanismu
g	[m·s ⁻²]	gravitační zrychlení
G_b	[N]	tíha dopravovaného břemene
H	[mm]	výška dopravníku
i_c	[-]	celkový převodový poměr
i_p	[-]	převodový poměr mezi motorem a převodovkou
J	[kg·m ⁻²]	setrvačný moment jednoho válečku
ks	[-]	koeficient bezpečnosti
L_1	[mm]	délka úseku 1
L_2	[mm]	délka úseku 2
L_3	[mm]	délka úseku 3
L_4	[mm]	délka úseku 4
L_5	[mm]	délka úseku 5
L_c	[mm]	délka dopravníku
m_1	[kg]	hmotnost maximálního břemene
m_2	[kg]	hmotnost minimálního břemene
M_A	[N·m]	moment působící v bodě A
m_c	[kg]	maximální dovolené zatížení dopravníku
M_M	[N·m]	výstupní moment motoru
M_o	[N·m]	moment stálých odporů
M_{oI}	[N·m]	moment působící v určitém bodě nosníku
M_{oII}	[N·m]	moment působící v určitém bodě nosníku
M_{oIII}	[N·m]	moment působící v určitém bodě nosníku

M_{omax}	[N·m]	maximální moment působící na plášť válečku
m_p	[kg]	hmotnost jednoho metru břemene
m_{Qv}	[kg]	hmotnost břemene připadající na jeden váleček
M_{roz}	[N·m]	rozjezdový moment
M_t	[N·m]	moment třecí
m_v	[kg]	rotační hmotnost válečku
m_{vp}	[kg]	rotační hmotnost přitlačného válečku
M_{zp}	[N·m]	moment zrychlujících sil přímočaré se pohybujících hmotností
M_{zr}	[N·m]	moment zrychlujících sil od rotujících hmotností
n_1	[ks]	počet maximálních břemen na dopravníku
n_2	[ks]	počet minimálních břemen na dopravníku
n_M	[min ⁻¹]	výstupní otáčky motoru
n_{mt}	[min ⁻¹]	otáčky motoru
n_v	[ks]	počet válečků dopravníku
n_{vmax}	[ks]	počet válečků pod maximálním břemenem
n_{vmin}	[ks]	počet válečků pod minimálním břemenem
P	[W]	výkon motoru
R_v	[ks]	poloměr válečku
S	[N]	síla schopná uvést břemena do pohybu
T_0	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_I	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_{I0}	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_{II}	[N]	tah v řemeni na úseku řemene

T_2	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_3	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_4	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_5	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_6	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_7	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_8	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
T_9	[N]	tah v řemeni na úseku řemene
t_s	[s]	doba rozběhu předmětu
t_v	[mm]	rozteč válečků dopravníku
v	[m·s ⁻¹]	dopravní rychlost
v_{skut}	[m·s ⁻¹]	skutečná dopravní rychlost
W_{olmax}	[m ³]	průřezový modul hřídele v ohybu
W_{omax}	[m ³]	průřezový modul pláště válečku v ohybu
α_G	[°]	úhel opásání pohonu
α_{G1}	[°]	úhel opásání čtyřnásobně zatíženého válečku
α_{G2}	[°]	úhel opásání válečku
ε	[s ⁻²]	úhlové zrychlení válečku
η	[-]	účinnost třecího převodu
μ	[-]	součinitel tření mezi pásem a válečky
μ_b	[-]	součinitel tření mezi dopravovaným břemenem a válečky
σ_{olmax}	[MPa]	napětí působící na hřidel válečku
σ_{omax}	[MPa]	napětí působící na plášť válečku

Úvod.....	15
1. Rozdělení dopravníků	15
1.1 Všeobecné rozdělení dopravníků	15
1.2 Válečkové tratě.....	16
1.2.1 Válečkové tratě gravitační.....	17
1.2.2 Poháněné válečkové tratě	18
1.3 Možnosti pohonů válečkových tratí	19
1.3.1 Motorový váleček (rollerdrive)	19
1.3.2 Hřídelový pohon (driveshaft)	19
1.3.3 Pohon tečným řetězem	20
1.3.4 Pohon řetězovými smyčkami z válečku na váleček	21
1.3.5 Pohon tečným řemenem	21
2. Návrh a výpočet funkčních parametrů tratě	21
2.1 Základní parametry dopravníku	22
2.1.1 Šířka dopravníku	22
2.1.2 Výška tratě.....	22
2.1.3 Délka tratě	22
2.1.4 Rozteč válečků	22
2.1.5 Počet válečků na celé dráze.....	23
2.1.6 Počty válečků pod břemeny	23
2.1.7 Počty břemen na trati.....	23
2.1.8 Hmotnosti dopravovaných břemen	24
2.2 Dopravní rychlost.....	24
2.3 Výpočet tahů v řemeni pomocí graficko-početní metody	25
2.3.1 Základní tahové rovnice úseků.....	25
2.3.2 Výpočet obvodové síly.....	26
2.3.3 Výpočet odbíhající síly.....	26

2.3.4 Dopočítání tahů v řemeni	27
2.4 Výpočet výkonu	27
2.5 Návrh pohonu	28
2.5.1 Výpočet potřebného průměru hnací řemenice.....	28
2.5.2 Celkový převodový poměr	29
2.8 Doba rozběhu předmětu	29
2.9 Kontrola motoru na rozběh	29
2.9.1 Moment třecí	29
2.9.2 Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmotností	30
2.9.3 Moment zrychlujících sil od rotujících hmotností	30
2.9.4 Moment stálých odporů.....	31
2.9.5 Rozjezdový moment redukováný na hřídel motoru	32
2.9.6 Kontrola motoru na rozběh	32
2.10 Potřebný úhel opásání na válečcích	32
2.10.1 Odbíhající síla válečku	32
2.10.2 Potřebný úhel opásání	33
2.11 Válečky.....	35
2.11.1 Průměr a nosnost válečků.....	35
2.11.2 Rozteče válečků.....	36
2.12 Pevnostní výpočet pláště válečku.....	36
2.12.1 Návrh válečku	36
2.12.2 Vlastnosti válečku	37
2.12.3 Výsledná síla zatížení břemenem na váleček	38
2.12.4 Silové reakce působící na plášť válečku	38
2.12.5 Maximální ohybový moment na plášti válečku	39
2.12.6 Průřezový modul pláště válečku v ohybu	40
2.12.7 Napětí působící na plášť válečku	40

2.12.8 Silové reakce působící na hřídel válečku	40
2.12.9 Maximální ohybový moment působící na hřídel válečku	42
2.12.11 Průřezový modul hřídele v ohybu	42
2.12.12 Napětí působící na hřídel válečku	43
2.12.13 Kontrola vypočtených hodnot	43
3. Konstrukční návrh dopravníku	43
3.1 Základní konstrukce dopravníku	44
3.2 Stojany dopravníku	45
3.2.1 Stojany nemotorové	45
3.2.2 Stojan motorový	45
3.2.3 Nastavitelnost výšky stojanů	46
3.3 Vratná stanice řemene	46
3.3.1 Hřídel vratné řemenice	46
3.3.2 Vratná řemenice	47
3.4 Držáky zdvihového mechanismu	47
3.5 Zdvihový mechanismus	48
3.5.1 Válečková lišta	49
3.5.2 Vodící lišta	50
3.5.3 Pneumatické zdvihové válce	51
3.6 Hnací stanice	52
3.7 Válečky nad pohonem	53
3.8 Řemen	53
3.9 Napínání řemene	55
3.10 Kryty	55
3.11 Boční vedení	56
4. Závěr	57
5. Seznam použité literatury	60

6. Seznam příloh.....	61
-----------------------	----

Úvod

Dopravní zařízení je dle ČSN 260001 zařízení určené k vodorovnému, úklonnému a svislému přemísťování nákladu, který je na zařízení přiveden jiným mechanismem, nebo ručně. Při přemísťování nákladu je obvykle nemění jeho fyzikální vlastnosti a struktura. Podstatná část zařízení je v klidu, pohybuje se náklad a část zařízení - unášecí prostředek. Unášecí prostředek se pohybuje s nákladem, přenáší zatížení od nákladu do nosné konstrukce a předává nákladu energii potřebnou k pohybu. Tažný prostředek (prvek) je část dopravníku předávající energii z pohonu na unášecí prostředek. V některých případech (např. dopravní pás) je unášecí a tažný prostředek to stejné.

Dopravní zařízení jsou spojena s dopravou plynulou ať už s plynulým tokem materiálu (sypké materiály), nebo v pravidelných dávkách (sypké i kusové hmoty). Dopravní zařízení se dají rozdělit z několika hledisek, např. podle unášecího prostředku, konstrukčního uspořádání apod.

1. Rozdělení dopravníků

1.1 Všeobecné rozdělení dopravníků

a) Dopravníky

I) S tažným prvkem:

- pásové dopravníky
- lanopásové dopravníky
- řetězové dopravníky
- korečkové dopravníky
- podvěsné dopravníky

II) Bez tažného prvku:

- šnekové dopravníky
- vibrační dopravníky

b) Dopravní tratě

I) Poháněné

II) Nepoháněné

c) Doprava vlastní tíhou

I) Skluzy přímé

II) Skluzy šroubovicové

d) Doprava v potrubí

I) Hydraulická

II) Pneumatická

1.2 Válečkové tratě

Válečková trať slouží k dopravě kusového materiálu s rovnou základnou např. beden, krabic, klecí, desek, tyčí apod. Drobné předměty na dopravu ukládáme do beden nebo na podložky. Délka základny přepravovaného tělesa se musí rovnat alespoň dvojnásobku rozteče válečků, tedy aby byli v záběru vždy alespoň dva válečky. Směr pohybu je kolmý na osu rotace válečků uložených v rámu (bočnicích) tratě.

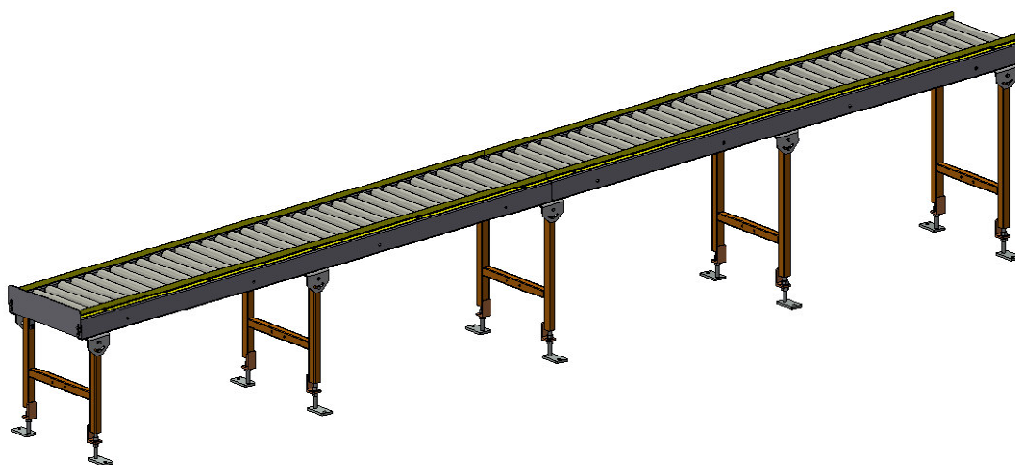
Podle způsobu pohonu rozdělujeme tratě na poháněné a gravitační. Pohyb poháněných tratí může být realizovaný nuceným pohonem, kdy každý samostatný váleček, nebo určitý počet válečků je opatřen motorem. Pohon válečků motorem může zprostředkovat řetězový převod, tečný řemen, tečný řetěz, ozubený řemen, nebo kruhové řemínky. Také se běžně používají válečkové tratě s individuálním pohonem každého válečku samostatným elektromotorem (typ rollerdrive). Poháněné válečkové tratě se převážně používají ve strojírenství pro plynulou a přerušovanou mezioperační dopravu. Mohou být součástí výrobních linek, nebo tvoří samostatnou souvislou linku.

Při gravitačních tratích je hnací silou složka váhy dopravovaného předmětu působící ve směru pohybu. Zatímco u poháněných tratí je možná doprava jak vodorovná, tak i s mírným sklonem nahoru, nebo dolů, u gravitačních tratí můžeme dopravovat předměty jen směrem dolů. Výhodou je, že to lze i pod poměrně malým úhlem sklonu.

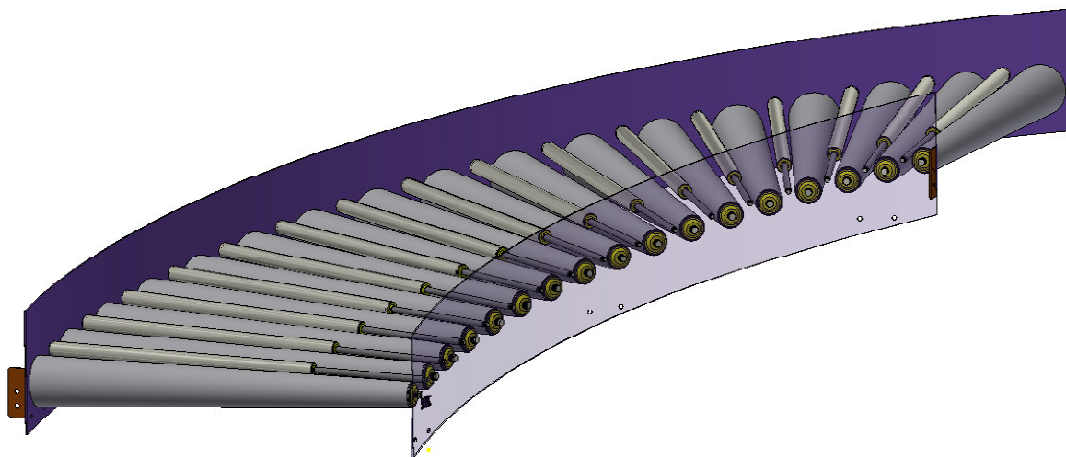
1.2.1 Válečkové tratě gravitační

Klasická válečková trať nepoháněná se skládá jen z několika základních částí a jejich konstrukce je velmi jednoduchá. Základ tvoří dvě bočnice postavené proti sobě, mezi kterými jsou uloženy válečky. Dále je mezi bočnicemi namontována výztuha (spojovací tyč, jekl) jejíž primární účel je držet bočnice dohromady. Dále je už jen zespodu namontovaný stojan, který nám zajišťuje danou výšku a sklon dopravníku.

Gravitační trať může být dále vybavena o různé technologické doplňky jako třeba boční vedení, koncový doraz, pojezdová kola, různé senzory atd.



Obr. 1 Válečkový dopravník gravitační



Obr. 2 Válečkový oblouk gravitační (spirála)

Využití gravitačních tratí

Válečkové gravitační tratě patří díky své jednoduchosti, spolehlivosti a nízké ceně mezi nejpoužívanější způsoby přepravy kusového materiálu např. plastových přepravek, KEG sudů, kartonů, EUR palet apod. Tyto dopravníky se používají především v mezioperační dopravě, ve skladech nebo při nakládání a vykládání dopravovaného materiálu (výroba, montáž, expedice).

1.2.2 Poháněné válečkové tratě

Jako poháněné válečkové tratě, lze nazvat takové tratě, u kterých je otáčení válečku zajištěno vnější silou, a tak je překonán odpor, který klade válečková trať dopravovanému předmětu.

Pohon válečků musí být zajištěn dostatečně dimenzovaným pohonem s vhodným převodem (řetězem, ozubeným či pásovým řemenem, řemínkem, nebo může být váleček poháněn vlastním elektromotorem). Poháněny mohou být válečky všechny naráz, nebo periodicky se opakující skupina válečků.

Obdobně jako u nepoháněných tratí je konstrukce sestavena z řady otočných válečků uložených do nosného rámu (bočnic) podepřeného vhodnými stojany, nebo nosným rámem.

Dle literatury mohou být tratě poháněny různou koncepcí poháněných válečků. Mezi hlavní konstrukce patří poháněné volné válečky, kde vnější síla působí na obvod válečku, otočně uloženého na hřídeli, který je neotočně uložen v rámu. Opakem jsou poháněné tratě s pevnými válečky, u nichž váleček je pevně spojen s hřídelem v jeden celek. Třetí typ poháněných tratí jsou tratě s prokluznými válečky, u kterých pouzdro válečku není pevně

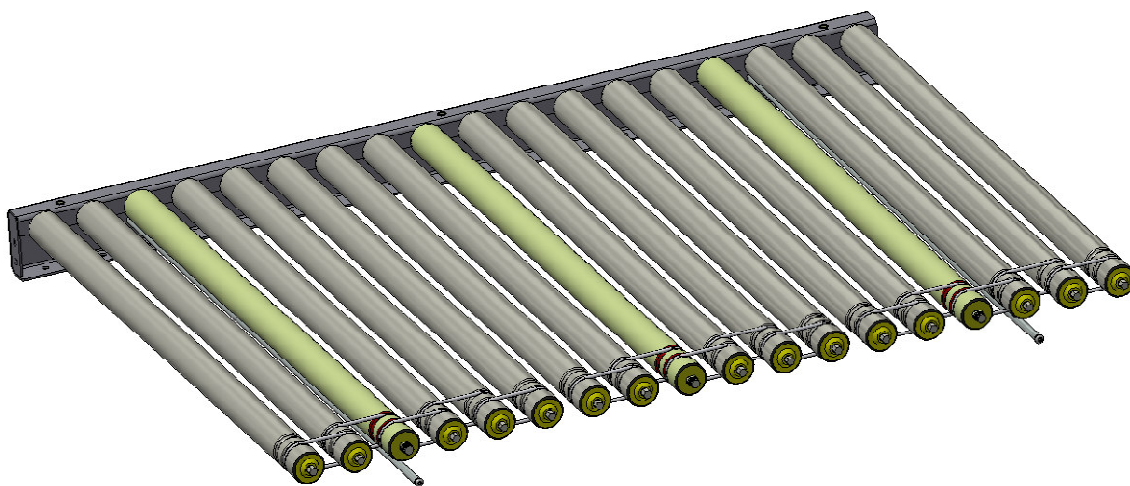
spojeno s hnacím hřídelem (je uloženo kluzně - vzniká čepové tření). Hnací hřídel je uložený na valivých ložiskách a otáčí se na hřídeli připevněném k rámu tratě. Zastaví-li se předmět, plášť válečků se neotáčí, hnací hřídel prokluzuje v pouzdru válečku a otáčí se na ložiskách uložených na hřídeli válečku. Prokluzný tlak činí přibližně 5 – 7 % hmotnosti dopravovaných předmětů.

1.3 Možnosti pohonů válečkových tratí

Následuje výčet všech variant pohonů, jakými lze válečkové dopravníky pohánět.

1.3.1 Motorový váleček (rollerdrive)

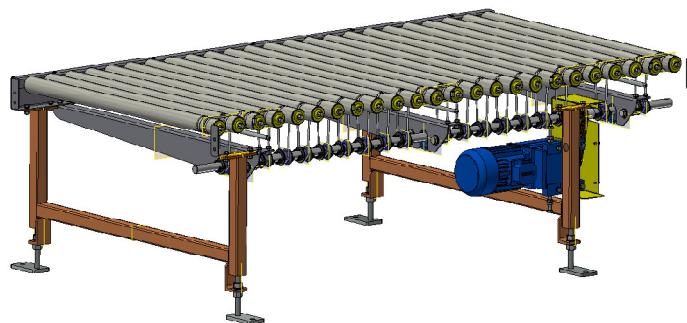
Jeden, nebo více válečků v trati jsou speciálního typu tzv. rollerdrive váleček, který je motorový, a pohání ostatní válečky tratě pomocí kruhových řemínků, nebo ozubených řemenů.



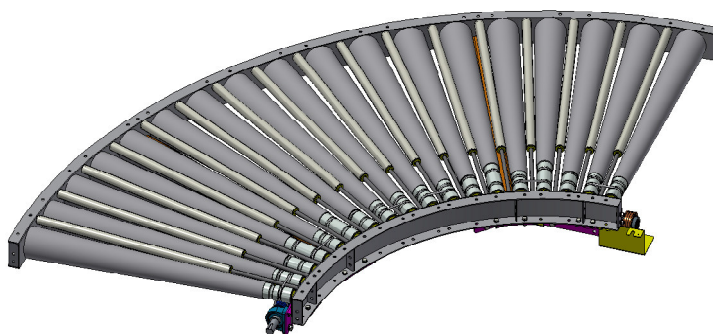
Obr. 3 Válečkový poháněný dopravník rollerdrive

1.3.2 Hřídelový pohon (driveshaft)

Válečky jsou poháněny z hnací hřídele pomocí kruhových řemínků. Na Obr. 4 lze vidět přímou poháněnou trať, na které je pohon válečků realizován od hnací hřídele gumovými řemínky. Hnací hřídel je s motorem spojena řetězovým převodem. Na Obr. 5 je válečkový poháněný oblouk s kónickými válečky. Ty jsou použity z důvodu vyrovnaní úhlových rychlostí dopravovaného břemene v různých poloměrech oblouku.



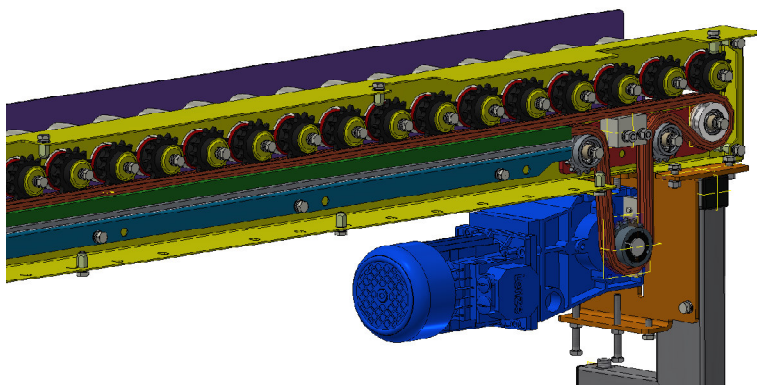
Obr. 4 Poháněná válečková trat' typu driveshaft



Obr. 5 Válečkový poháněný oblouk driveshaft

1.3.3 Pohon tečným řetězem

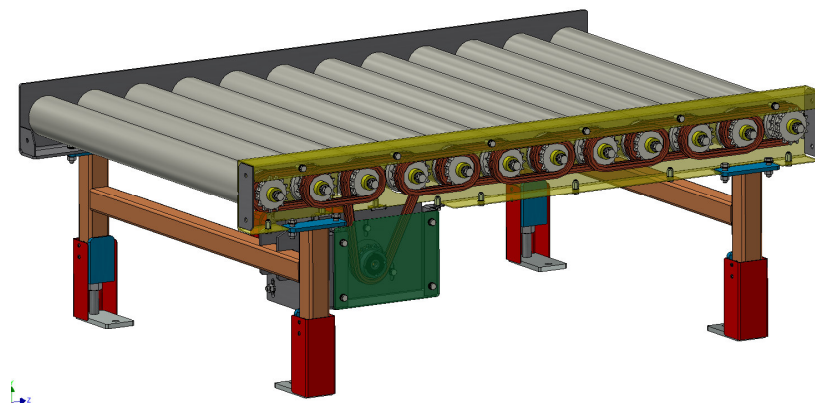
Jsou použity válečky s řetězovými koly, které jsou poháněny jedním společným řetězem. Ten je tažen zespod válečků a tvoří nekonečnou smyčku. Řetěz přitlačí k válečkům lišta vyrobená z plastu speciálních povrchových vlastností, které umožňují, aby řetěz snadno klouzal po jejím povrchu.



Obr. 6 Válečkový dopravník poháněný tečným řetězem

1.3.4 Pohon řetězovými smyčkami z válečku na váleček

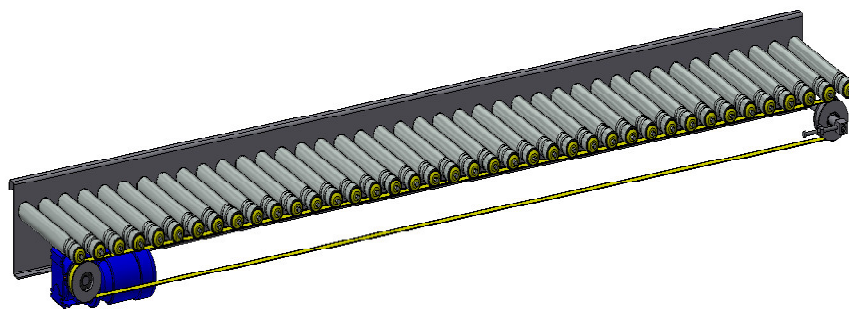
Jsou použity válečky s řetězovými koly, které jsou propojeny mezi sebou krátkými řetězovými smyčkami. Tyto smyčky spojují k sobě vždy dva válečky. Na určitých dvou válečkách je potom jedna řetězová smyčka svedena dolů na výstup pohonu.



Obr. 7 Válečkový dopravník poháněný řetězovými smyčkami

1.3.5 Pohon tečným řemenem

Pod válečky je zespod tažen řemen, který se tečně dotýká válečků a díky tření je hybná síla řemene přenášena na válečky. Řemen ve většině případů nedosáhne na všechny válečky dopravníku, proto se určitý počet válečků na krajích dopravníku musí spojit pomocí gumových řemíneků, aby byla zajištěna jejich rotace.



Obr. 8 Válečkový dopravník poháněný tečným řemenem

2. Návrh a výpočet funkčních parametrů tratě

Dopravník budu řešit jako válečkový. Způsob pohonu válečků volím, ze všech možností uvedených výše, pomocí tečného řemene z důvodu snadného uskutečnění odpojení válečků od hnacího média, čímž se dopravník stane nepoháněným. K rotaci válečků dochází v

tu chvíli, kdy válečková lišta přitlačí hanci tečný řemen k válečkům, po kterých jsou dopravovány balíky. Při spuštění lišty dolů válečky přestávají být poháněny. Pohyb nahoru a dolů je prováděn pomocí pneumatického zdvihového válce. Výhodou tečného řemene je, že dokáže plnit bezpečnostní ochranu proti přetížení, a to tak, že pokud se na dopravník naloží těžší břemeno, než bude schopen dopravník přenést, válečky na tečném řemeni začnou prokluzovat, a dopravovaný předmět se zastaví. Dále také při dopravnících se sklonem může tečný řemen pouze brzdit válečky, tím snižovat rotaci válečků tratě a s tím i rychlost dopravovaného předmětu.

Po dopravníku se budou dopravovat břemena v podobě plastových krabic naložených materiálem.

2.1 Základní parametry dopravníku

2.1.1 Šířka dopravníku

Celková šířka tratě se bude odvádět od činné šířky, značená jako EL, která je určena zadáním a to $EL = 810\text{mm}$, z důvodu maximální velikosti přepravovaného balíku o rozměrech $800 \times 600 \times 2000\text{mm}$. Každá bočnice je široká 40mm , takže celková šířka tratě bude 890mm .

2.1.2 Výška tratě

Tak jako šířka tratě je i výška tratě určená zadáním práce. Pracovní výška tratě $H = 800\text{mm}$ s možností vyrovnávacího nastavení $\pm 50\text{mm}$, kvůli vyrovnaní možných nepřesností podlahy v místě umístění tratě. Výška 800mm je také volena kvůli lepší stabilitě konstrukce, snadné obsluze a údržbě.

2.1.3 Délka tratě

Délka tratě L je dána zadáním a to $L_c = 2025\text{mm}$.

2.1.4 Rozteč válečků

Jelikož je minimální rozměr dopravovaného balíku $200 \times 200 \times 300\text{ mm}$ a maximální rozměr $800 \times 600 \times 2000\text{mm}$, budu v tomto výpočtu počítat rozteč pro minimální rozměr. Jak je psáno výše, balík by se měl vždy pohybovat minimálně po dvou válečcích. Z toho plyne, že maximální rozteč válečků by v tomto případě teoreticky měla být 100mm , ale já volím rozteč $t_v = 75\text{mm}$ pro zvýšení plynulosti chodu.

2.1.5 Počet válečků na celé dráze

Celkový počet válečků n_v v dráze vypočítáme tak, že celkovou délku tratě podělíme rozměrem rozteče válečků.

$$n_v = \frac{L_c}{t_v} \quad (1)$$

$$n_v = \frac{2025}{75} = 27$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že celá trať se bude skládat z 27 válečků.

2.1.6 Počty válečků pod břemeny

Po dopravníku se budou převážet různé břemena. Minimální rozměr břemena je 200x200x300mm a maximální je 800x600x2000mm (Rozměry jsou ve tvaru výška x šířka x délka). Toto jsou rozměry, které jsou brány v potaz při návrhu dopravníku, proto se určí počty válečků pod břemeny jen pro tyto hodnoty.

Pro maximální dopravované břemeno

$$n_{vmax} = \frac{2000}{t_v} = \frac{2000}{75} \quad (2)$$

$$n_{vmax} = 26 \text{ válečků}$$

Pro minimální dopravované břemeno

$$n_{vmin} = \frac{300}{t_v} = \frac{300}{75} \quad (3)$$

$$n_{vmin} = 4 \text{ válečky}$$

2.1.7 Počty břemen na trati

Podle výše uvedených rozměrů dopravovaných břemen se také spočítá jejich počet, který je schopen se na dopravník vejít.

Pro maximální dopravované břemeno

Jelikož je maximální délka dopravovaného břemene 2000mm, vejde se toto břemeno na dopravník pouze jedno.

$$n_1 = \frac{L_c}{2000} = \frac{2025}{2000} \quad (4)$$

$$n_1 = 1,013 \rightarrow 1 \text{ břemeno}$$

Pro minimální dopravované břemeno

$$n_2 = \frac{L_c}{300} = \frac{2025}{300} \quad (5)$$

$$n_2 = 6,75 \rightarrow 6 \text{ břemen}$$

2.1.8 Hmotnosti dopravovaných břemen

Hmotnosti dopravovaných břemen se budou lišit v závislosti na jejich rozměrech. Součástí zadání je, že dopravník může být po celé jeho délce zatížen břemeny o maximálním součtu hmotností $m_c=100$ kg.

Hmotnost maximálního břemene

Břemeno maximálních rozměrů se na dopravník vejde jen jednou, takže jeho hmotnost se může v nejhorším případě rovnat zadanému celkovému zatížení dopravníku.

$$m_1 = m_c = 100 \text{ kg} \quad (6)$$

Hmotnost minimálního břemene

Hmotnost minimálního břemene zjistíme tak, že celkové zadané zatížení dopravníku m_c podělíme počtem těchto břemen, které se vejdou na dopravník.

$$m_2 = \frac{m_c}{n_2} = \frac{100}{6} \quad (7)$$

$$m_2 = 16,7 \text{ kg}$$

2.2 Dopravní rychlost

Dopravní rychlost je zadána v zadání a to $v = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$

Podmínka zrychlení

Je nežádoucí klouzání břemen po válečcích poháněné válečkové trati, proto podmínku zrychlení omezíme vztahem:

$$G_b \cdot \mu_b = m_c \cdot a = \frac{G_b \cdot a}{g} \cdot a \Rightarrow a = \mu_b \cdot g \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}] \quad (8) [6]$$

V tomto vztahu se objevuje součinitel tření mezi plastovými krabicemi a ocelí, který je volen jako $\mu_b = 0,2$. [5]

Tato rovnice platí pouze v tom případě, když je G_b zároveň adhezní tíhou a to je jen v tom případě, jsou-li poháněny všechny válečky dopravníku.

Dle adhezní rovnice ale také určit nejvyšší úhlové zrychlení válečku.

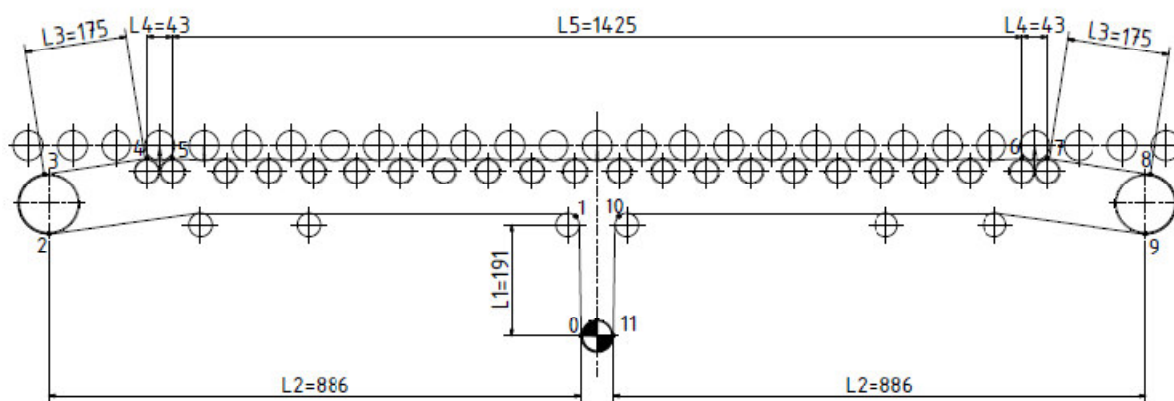
$$\varepsilon_{max} = \frac{2 \cdot a}{D_v} = \frac{a}{R_v} = \frac{\mu_b \cdot g}{R_v} \quad (9) [6]$$

$$\varepsilon_{max} = \frac{0,2 \cdot 9,81}{0,025}$$

$$\varepsilon_{max} = 78,86 \text{ s}^{-2}$$

2.3 Výpočet tahů v řemeni pomocí graficko-početní metody

Následuje výpočet tahů v různých bodech řemene podle Obr. 9. Trasu, po které je veden řemen jsem si rozdělil na jedenáct různých úseků. Pro každý úsek platí jiný tah v řemeni. Provedení graficko-početní metody je dobré pro zjištění potřebného výkonu poháněcí stanice, atd.



Obr. 9 Schéma úseků hnacího řemene

2.3.1 Základní tahové rovnice úseků

V těchto vztazích se objevuje veličina m_p , což je hmotnost jednoho metru zvoleného pásu a je uvedena v katalogu výrobce. [9]

$$T_0 = F_o \quad (10)$$

$$T_1 = F_o + m_p \cdot L_1 \cdot g = F_o + 0,34 \cdot 0,191 \cdot 9,81 = F_o + 0,64 \text{ N} \quad (11)$$

$$T_2 = F_o + 0,64 + (m_p + 3 \cdot m_{vp}) \cdot L_2 \cdot g \cdot \mu = F_o + 0,64 + (0,34 + 3 \cdot 0,1) \cdot 0,886 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 4,53 \text{ N} \quad (12)$$

$$T_3 = T_2 = F_o + 4,53 \text{ N} \quad (13)$$

$$T_4 = F_o + 4,53 + m_p \cdot L_3 \cdot g = F_o + 4,53 + 0,34 \cdot 0,175 \cdot 9,81 = F_o + 5,12 \text{ N} \quad (14)$$

$$T_5 = F_o + 5,12 + (m_p + 4 \cdot m_v + m_{Qv} + m_{vp}) \cdot L_4 \cdot g \cdot \mu = F_o + 5,12 + (0,34 + 4 \cdot 2,25 + 4,175 + 0,1) \cdot 0,043 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 9,14 \text{ N} \quad (15)$$

$$T_6 = F_o + 9,14 + (m_p + 19 \cdot m_v + 18 \cdot m_{vp} + m_{Qv}) \cdot L_5 \cdot g \cdot \mu = F_o + 8,95 + (0,34 + 19 \cdot 2,25 + 18 \cdot 0,1 + 4,175) \cdot 1,425 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 489,3 \text{ N} \quad (16)$$

$$T_7 = F_o + 489,3 + (m_p + 4 \cdot m_v + m_{vp} + m_{Qv}) \cdot L_4 \cdot g \cdot \mu = F_o + 489,3 + (0,34 + 4 \cdot 2,25 + 0,4 + 4,175) \cdot 0,043 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 493,3 \text{ N} \quad (17)$$

$$T_8 = F_o + 493,3 + (m_p + m_{vp}) \cdot L_3 \cdot g \cdot \mu = F_o + 493,3 + (0,34 + 0,1) \cdot 0,175 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 493,7 \text{ N} \quad (18)$$

$$T_9 = T_8 = F_o + 493,7 \quad (19)$$

$$T_{10} = F_o + 493,7 + (m_p + 2 \cdot m_{vp}) \cdot L_2 \cdot g \cdot \mu = F_o + 493,7 + (0,34 + 2 \cdot 0,1) \cdot 0,886 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 497 \text{ N} \quad (20)$$

$$T_{11} = F_o + 497 + (m_p + m_{vp}) \cdot L_1 \cdot g \cdot \mu = F_o + 497 + (0,34 + 0,1) \cdot 0,191 \cdot 9,81 \cdot 0,7 = F_o + 497,6 \text{ N} \quad (21)$$

2.3.2 Výpočet obvodové síly

Obvodová síla je dána rozdílem síly nabíhající a síly odbíhající. Síla nabíhající F_N je rovna poslednímu tahu v řemeni T_{11} .

$$F = F_N - F_o \quad (22)$$

$$F_N = T_{11} = F_o + 497,6 \quad (23)$$

$$F = F_o + 497,6 - F_o$$

$$F = 497,6 \text{ N}$$

2.3.3 Výpočet odbíhající síly

$$F_o = \frac{F \cdot k_s}{e^{\mu \cdot \alpha_G} - 1} \quad (24)$$

$$F_o = \frac{497,6 \cdot 1,3}{e^{0,7 \cdot \pi} - 1}$$

$$F_o = 70,75 \text{ N} \rightarrow \text{volím } 75 \text{ N}$$

2.3.4 Dopočítání tahů v řemeni

Tahy v řemeni dopočítáme dosazením zvolené hodnoty odbíhající síly F_o , vypočítané ze vztahu (24), do všech základních tahových rovnic úseků.(10-21)

$$T_0 = F_o = 75 \text{ N}$$

$$T_1 = F_o + 0,64 = 75 + 0,64 = 75,64 \text{ N}$$

$$T_2 = F_o + 4,53 = 75 + 4,53 = 79,53 \text{ N}$$

$$T_3 = F_o + 4,53 = 75 + 4,53 = 79,53 \text{ N}$$

$$T_4 = F_o + 5,12 = 75 + 5,12 = 80,12 \text{ N}$$

$$T_5 = F_o + 9,14 = 75 + 9,14 = 84,14 \text{ N}$$

$$T_6 = F_o + 489,3 = 75 + 489,3 = 564,3 \text{ N}$$

$$T_7 = F_o + 493,3 = 75 + 493,3 = 568,3 \text{ N}$$

$$T_8 = F_o + 493,7 = 75 + 493,7 = 568,7 \text{ N}$$

$$T_9 = F_o + 493,7 = 75 + 493,7 = 568,7 \text{ N}$$

$$T_{10} = F_o + 497 = 75 + 497 = 572 \text{ N}$$

$$T_{11} = F_o + 497,6 = 75 + 497,6 = 572,6 \text{ N}$$

2.4 Výpočet výkonu

Výkon vypočteme pomocí vztahu, který je složen ze součinu obvodové síly a dopravní rychlosti poděleného účinností třecího převodu.

$$P = \frac{F \cdot v}{\eta} \quad (25)$$

$$P = \frac{497,6 \cdot 0,5}{0,8}$$

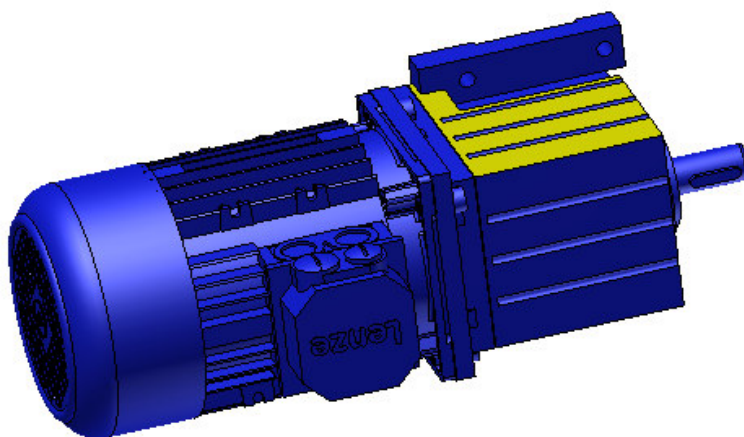
$$P = 311 \text{ W}$$

2.5 Návrh pohonu

Jako pohon volím trojfázový asynchronní motor od firmy LENZE s GST čelní převodovkou, která je k motoru připojena bez spojky. Motor má plastový ventilátor, krytý kovovým plechem, rotorovou klec tlakově odlitou z hliníku a měděné satorové vinutí.

Výkon P	Výstupní otáčky n_m	Výstupní moment M_M	Otáčky motoru n_{mt}	Převodový poměr mezi motorem a převodovkou i_p
0,55 kW	136 min ⁻¹	38 Nm	2720 min ⁻¹	19,36

Tab. 1 Tabulka parametrů motoru LENZE s převodovkou GST



Obr. 10 Motor s čelní převodovkou typu GST firmy LENZE

2.5.1 Výpočet potřebného průměru hnací řemenice

Následuje výpočet potřebného průměru řemenice, aby byla při výstupních otáčkách motoru zachována zadaná dopravní rychlost. Výpočet odvodíme ze vzorce pro obvodovou rychlost

$$v = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{60} \cdot \frac{D_f}{2} \quad (26)$$

$$D_f = \frac{60 \cdot v}{\pi \cdot n_M}$$

$$D_f = \frac{60 \cdot 0,5}{\pi \cdot 136}$$

$$D_{\dot{r}} = 0,0702 \text{ m} \rightarrow \text{volím } D_{\dot{r}} = 70 \text{ mm}$$

2.5.2 Celkový převodový poměr

Provede se výpočet celkového převodového poměru, následovaný kontrolou, jestli skutečná dopravní rychlost bude odpovídat zadané.

$$i_c = \frac{D_{\dot{r}}}{D_v} = \frac{70}{50} \quad (27)$$

$$i_c = 1,4$$

Kontrola rychlosti

$$v_{skut} = \frac{\pi \cdot D_{\dot{r}} \cdot n_M}{60}$$

$$v_{skut} = \frac{\pi \cdot 0,07 \cdot 136}{60}$$

$$v_{skut} = 0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.8 Doba rozběhu předmětu

Následuje výpočet doby, za kterou válečky uvedou břemeno do požadované rychlosti.

$$t_s = \frac{v}{g \cdot \left\{ \cos \beta \cdot \left(\mu - \frac{2 \cdot e \cdot v}{D_v} - 0,005 \right) - \sin \beta \right\}} \quad (28) [12]$$

$$t_s = \frac{0,5}{9,81 \cdot \left\{ \cos 0 \cdot \left(0,15 - \frac{2 \cdot 0,002}{0,05} - 0,005 \right) - \sin 0 \right\}}$$

$$t_s = 0,78 \text{ s}$$

2.9 Kontrola motoru na rozběh

Aby motor splňoval podmínku na rozběh, musí být rozběhový moment menší než výstupní moment motoru. Moment rozběhový je počítaný na nejhorší stav naložení dopravníku. Moment výstupní udává výrobce v katalogu. [10]

2.9.1 Moment třecí

Pro výpočet třecího momentu je nejprve potřeba zjistit, jak velká síla je schopná uvést do pohybu válečky dopravníku v ten moment, kdy jsou maximálně zatíženy. Ta se poté

vynásobí poloměrem válečku a získáme třecí moment M_t , který je vypočtený na hřídel motoru.

$$S = (m_c + n_v \cdot m_v) \cdot g \cdot \left(\mu_b + \frac{f_{\xi} \cdot d_{\xi}}{D_v} \right) \quad (29)$$

$$S = (100 + 27 \cdot 2,25) \cdot 9,81 \cdot \left(0,2 + \frac{0,02 \cdot 0,012}{0,05} \right)$$

$$S = 323 \text{ N}$$

$$M_t = S \cdot \frac{D_v}{2} \quad (30)$$

$$M_t = 323 \cdot \frac{0,05}{2}$$

$$M_t = 8,1 \text{ Nm}$$

2.9.2 Moment zrychlujících sil přímočaře se pohybujících hmotností

Tento moment vzniká při uvedení břemene na dopravníku do pohybu. Ve vzorci výpočtu se vyskytuje maximální zatížení dopravníku, poloměr válečků, dopravní rychlost, celkový převodový poměr, doba rozběhu předmětu a účinnost třecího převodu. Stejně jako předchozí moment, je i tento počítám na hřídel motoru.

$$M_{zp} = m_c \cdot \frac{v \cdot R_v}{t_s \cdot i_c \cdot \eta} \quad (31) [12]$$

$$M_{zp} = 100 \cdot \frac{0,5 \cdot 0,025}{0,78 \cdot 1,4 \cdot 0,8}$$

$$M_{zp} = 1,43 \text{ Nm}$$

2.9.3 Moment zrychlujících sil od rotujících hmotností

Tento moment počítám pro situaci, kdy je dopravník plně naložen nejmenšími břemeny. Ve výpočtu se tedy počítá jen s válečky, které jsou těmito břemeny zatíženy. Dále výpočet tohoto momentu zahrnuje úhlové zrychlení válečků a jejich hmotný moment setrvačnosti.

Počet zatížených válečků břemeny

$$z_1 = n_2 \cdot n_{vmin} \quad (32)$$

$$z_1 = 6 \cdot 4$$

$$z_1 = 24 \text{ válečků}$$

Setrvačný moment jednoho válečku

$$J = m_v \cdot R_v^2 \quad (33)$$

$$J = 2,25 \cdot 0,025^2$$

$$J = 0,0014 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Úhlové zrychlení válečků

$$\varepsilon = \frac{2 \cdot \pi \cdot n_M}{t_s} = \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{\pi \cdot D_v \cdot t_s} = \frac{2 \cdot v}{D_v \cdot t_s} \quad (34) [12]$$

$$\epsilon = \frac{2 \cdot 0,5}{0,05 \cdot 0,78}$$

$$\epsilon = 25,6 \text{ s}^{-2}$$

Moment zrychlujících sil od rotujících hmotností

$$M_{zr} = z_1 \cdot J \cdot \epsilon \cdot \frac{1}{i_c \cdot \eta} \quad (35) [12]$$

$$M_{zr} = 24 \cdot 0,0014 \cdot 25,6 \cdot \frac{1}{1,4 \cdot 0,8}$$

$$M_{zr} = 0,77 \text{ Nm}$$

2.9.4 Moment stálých odporů

Je to moment způsobovaný stálými odpory. Moment je dán podílem výkonu a úhlové rychlosti motoru

$$M_o = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \quad (36) [12]$$

$$M_o = \frac{550}{2 \cdot \pi \cdot 136}$$

$$M_o = 0,65 \text{ Nm}$$

2.9.5 Rozjezdový moment redukováný na hřídel motoru

Pomocí momentů vypočtených výše můžeme určit rozběhový moment, který je nutno překonat motorem k uvedení dopravníku do chodu. Rozběhový moment je dán součtem všech výše vypočtených momentů v této kapitole (kap. 2.9).

$$M_{roz} = M_t + M_{zp} + M_{zr} + M_o \quad (37) [12]$$

$$M_{roz} = 8,1 + 1,43 + 0,77 + 0,65$$

$$M_{roz} = 10,95 \text{ Nm}$$

2.9.6 Kontrola motoru na rozběh

Při rozběhu motoru je nutné, aby rozběhový moment vypočtený ze vzorce (37) byl menší než výstupní moment motoru, jinak by motor nesplňoval podmínku rozběhu.

$$M_M > M_{roz} \quad (38) [12]$$

$$38 > 10,95 \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

2.10 Potřebný úhel opásání na válečcích

Následuje výpočet nutných úhlů opásání válečků k přepravení zadaných břemen. Počítat budeme s případem naložení dopravníku minimálními břemeny.

2.10.1 Odbíhající síla válečku

Nejprve je třeba zjistit, jakou obvodovou sílu musí mít jeden váleček, aby dokázal přepravit zatížení vyvolané dopravovaným břemenem.

Zatížení jednoho válečku

$$m_{Qv} = \frac{m_2}{n_2} = \frac{16,7}{4} \quad (39)$$

$$m_{Qv} = 4,175 \text{ kg}$$

Obvodová síla

$$F_{vál} = (m_{Qv} + m_v) \cdot g \cdot \left(\frac{2 \cdot e_v + f_{\xi} \cdot d_{\xi}}{D_v} \right) \quad (40)$$

$$F_{vál} = (4,175 + 2,25) \cdot 9,81 \cdot \left(\frac{2 \cdot 0,002 + 0,02 \cdot 0,012}{0,05} \right)$$

$$F_{vál} = 5,35 \text{ N}$$

2.10.2 Potřebný úhel opásání

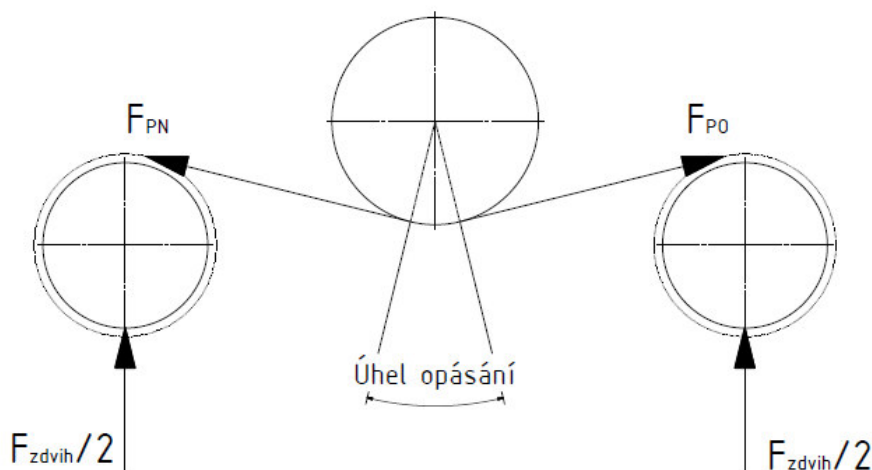
Jelikož jsou na konci a na začátku dopravníku vždy čtyři válečky spojeny gumovými řemínky, musí být na čtvrtém válečku od začátku a konce dopravníků úhel opásání větší než uprostřed dopravníku. Označíme ho jako úhel α_{G1} . Úhel opásání uprostřed dopravníku označíme jako α_{G2} .

Úhly opásání se budou počítat z eulerova vztahu a k jeho sestavení se vychází z Obr. 11. Síly F_{PN} a F_{PO} jsou síly, které vychází ze síly F_{zdvih} , kterou vyvodí pneumatický zdvihový válec. Velikost zdvihové síly je uvedena v katalogu výrobce a její velikost je $F_{zdvih} = 187 \text{ N}$.

$$\frac{F_{PN}}{F_{PO}} = e^{\mu \cdot \alpha_G} \quad (41) [6]$$

Po vyjádření α_G :

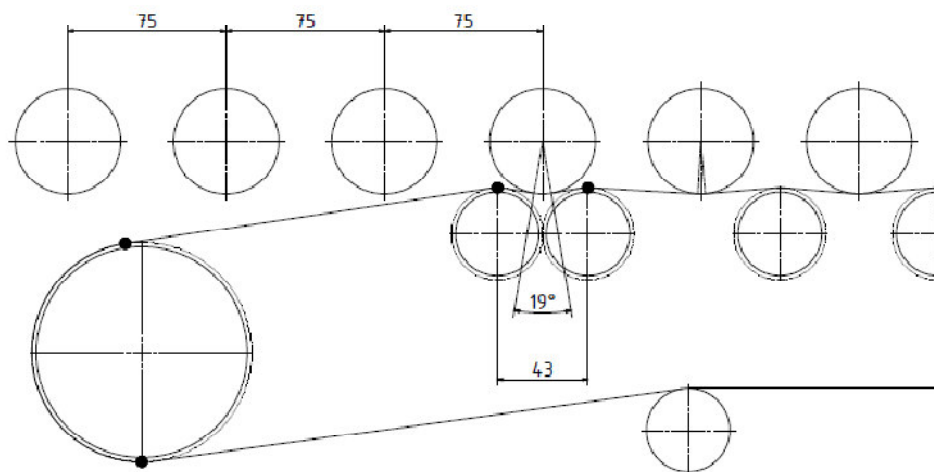
$$\alpha_G = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{F_{PN}}{F_{PO}} \right)$$



Obr. 11 Schéma působení zdvihacích sil

Úhel opásání v místě čtvrtého válečku dopravníku

Tento váleček musí přenášet čtyřnásobné zatížení. Proto se bude F_{PN} rovnat součtu poloviny zdvihové síly F_{zdvih} a čtyřnásobku síly $F_{vál}$. Síla F_{PO} bude rovna polovině síly F_{zdvih} .



Obr. 12 Úhel opásání čtvrtého válečku dopravníku

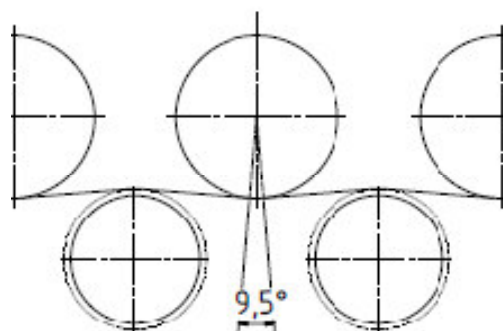
$$\alpha_{G1} = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot F_{vál} + \frac{F_{zdvih}}{2}}{\frac{F_{zdvih}}{2}} \right)$$

$$\alpha_{G1} = \frac{1}{0,7} \cdot \ln \left(\frac{4 \cdot 5,35 + \frac{187}{2}}{\frac{187}{2}} \right)$$

$$\alpha_{G1} = 0,2942 \text{ rad} \rightarrow 16,9^\circ$$

Úhel opásání válečků uprostřed dopravníku

V tomto případě se bude síla F_{PN} rovnat součtu obvodové síly válečku $F_{vál}$ a poloviny síly F_{zdvih} . Síla F_{PO} se bude rovnat polovině síly F_{zdvih} .



Obr. 13 Úhel opásání vnitřních dopravníků dopravníku

$$\alpha_{G2} = \frac{1}{\mu} \cdot \ln \left(\frac{F_{vál} + \frac{F_{zdvih}}{2}}{\frac{F_{zdvih}}{2}} \right)$$

$$\alpha_{G1} = \frac{1}{0,7} \cdot \ln \left(\frac{5,35 + \frac{187}{2}}{\frac{187}{2}} \right)$$

$$\alpha_{G1} = 0,0794 \text{ rad} \rightarrow 4,6^\circ$$

Při zvolené rozteči vytvoří přitlačné válečky při maximálním zdvihu pneumatického válce úhel opásání 9,5°. To stačí na válečky uprostřed dopravníku, ale na válečky co přenáší čtyřnásobné zatížení ne. Proto je v tomto kritickém místě zmenšena rozteč přitlačných válečků na 43mm a tím vytvoří úhel opásání 19°, což je dostačující pro přesnos čtyřnásobného zatížení.

2.11 Válečky

Válečky, které se používají při konstrukci dopravníku mohou být velmi různorodé. Základem každého válečku je tělo, tvořeno z trubky, které je na každé straně uzavřené čelem s ložisky a vloženou hřídelí. Dále může být tělo válečku osazeno ze strany drážkami sloužící k umístění gumových řemínků pro přenos krouťícího momentu ze společného hřídele. Pro přenos krouťícího momentu od pohonu pomocí řetězů mohou být válečky osaceny (z jednoho, nebo obou konců) jedním, či více ozubenými koly.



Obr. 14 Typy válečků užívaných při konstrukci válečkových dopravníků [13]

2.11.1 Průměr a nosnost válečků

Průměry válečků jsou normalizovány. Jsou vyráběny v průměrech 25, 32, 40, 50, 60, 76, 89, 108, 159 a 194mm dle katalogu firmy Interroll.

2.11.2 Rozteče válečků

Rozteč válečků je vzdálenost mezi jejich osami, která ovlivňuje pohyb přepravovaného břemene po válečcích. Je volena podle nejmenšího rozměru přepravovaného balíku po trati. Při přepravě se musí balík vždy pohybovat vždy po nejméně dvou válečcích, aby byl zajištěn klidný rovnoměrný pohyb po trati bez nežádoucího házení.

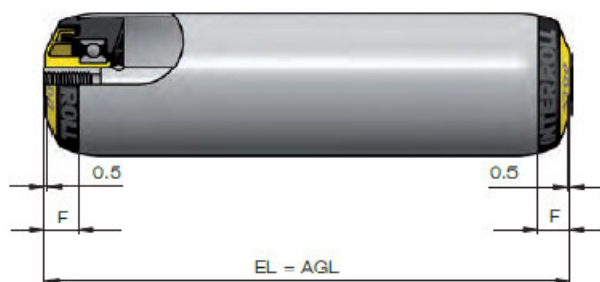
2.12 Pevnostní výpočet pláště válečku

Následuje výpočet silových účinků na váleček. Nejprve je potřeba zvolit váleček vyhovující potřebám přepravy materiálu po dopravníku.

2.12.1 Návrh válečku

Pro mé řešení tratě jsem zvolil válečky typu S1700, činné šířky 800mm, průměru válečku 50mm, tloušťky stěny válečku $s=1,5\text{mm}$, s průběžnou hřídelí o průměru 12mm a dírou pro šrouby M8 na každém konci, z katalogu firmy Interroll, které se do bočnic upevňují šrouby. Tyto válečky jsou konstruovány pro vysoké rychlosti, jsou málo hlučné a zvládnou vysoká zatížení. Povrch válečku jsem volil pozinkovaný.

Dimensions for female threaded shaft



Ø Shaft mm	Thread mm	Ø Tube mm	RL mm	AGL mm	F mm
12	M8 x 15	40 / 50 / 60	EL - 10	EL	11
14	M8 x 15	50 / 60 / 80	EL - 10	EL	11
17	M12 x 20	50 / 60	EL - 10	EL	11

Obr.14 Detail válečku S1700 s tabulkou rozměrů [3]

RL=800mm -činná šířka válečku

EL=810mm -celková šířka válečku

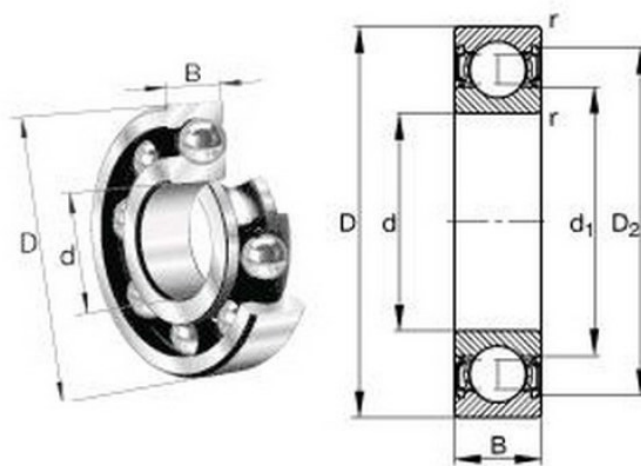
D=50mm -průměr válečku

2.12.2 Vlastnosti válečku

Váleček je složen z kovového pláště, který je z vnější strany pozinkován, dále z hřídele, která má na obou koncích otvory pro šrouby, kterými je váleček upevněn mezi bočnice. Z obou konců je plášť válečku uzavřen plastovými čely v kterých jsou uložena ložiska SKF 6002 2RF o parametrech uvedených v Tab.2.

Vnitřní průměr d	Vnější průměr D	Šířka ložiska B _{lož}
15 mm	32 mm	9 mm

Tab.2 Tabulka rozměrů ložiska válečku SKF 6002 2RF



Obr. 15 Detail ložiska SKF 6002 2RF

K pevnostnímu výpočtu je potřeba zjistit vzdálenost působící síly na ložiska. Toho lze dosáhnout pomocí odečtení rozměrů z Obr.14, kde je zobrazen zvolený váleček, na kterém jsou zakótovány jeho důležité rozměry.

Podle rozměrů EL, F a B_{lož} jde vypočítat polohu středu ložiska, ve kterém působí reakční síla.

$$x = F + \frac{B_{lož}}{2} \quad (42)$$

$$x = 11 + \frac{9}{2}$$

$$x = 15,5 \text{ mm}$$

Z toho vyplývá, že rozměr mezi středy ložisek B_v se spočítá jako:

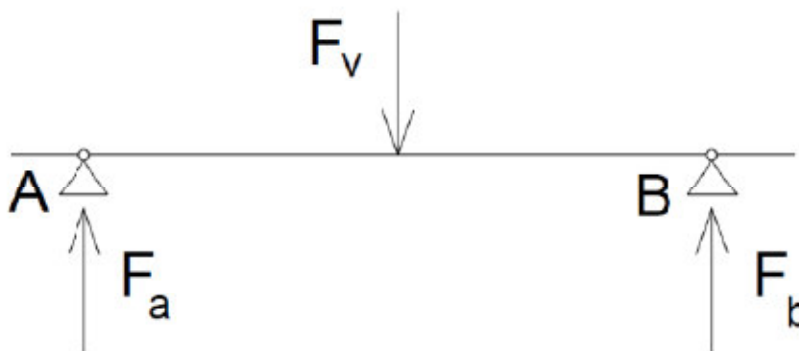
$$B_v = EL - 2 \cdot x \quad (43)$$

$$B_v = 810 - 2 \cdot 15,5$$

$$B_v = 779 \text{ mm}$$

K výpočtu velikosti zatížení válečku jsem opět zvolil případ, kdy je dopravník plně naložen nejmenšími dopravovanými břemeny.

Výslednou velikost reakčních sil, které působí ve středu ložisek lze spočítat z jednoduché silové rovnováhy sestavené podle Obr. 16, kde síly F_a a F_b jsou reakční síly působící v ložiskách a síla F_v je silou působící od dopravovaného předmětu na jeden váleček.



Obr.16 Schéma působení sil na váleček dopravníku

2.12.3 Výsledná síla zatížení břemenem na váleček

Výpočet síly působící na jeden váleček pod břemenem je dán podílem tíhové složky dopravovaného břemene a počtem válečků břemenem zatížených.

$$F_v = \frac{G_b}{n_{vmin}} = \frac{m_2 \cdot g}{n_{vmin}} \quad (44)$$

$$F_v = \frac{16,7 \cdot 9,81}{4}$$

$$F_v = 41 \text{ N}$$

2.12.4 Silové reakce působící na plášť válečku

Z rovnic silové rovnováhy lze určit výsledné síly, které působí na ložiska válečku. Tyto rovnice platí pro umístění dopravovaného břemene doprostřed válečku.

$$\sum F_x = 0 \text{ N} \quad (45)$$

$$\sum F_y = F_a - F_v + F_b = 0 \quad (46)$$

$$\sum M_A = F_v \cdot \frac{B_v}{2} - F_b \cdot B_v = 0 \quad (47)$$

$$F_v \cdot \frac{B_v}{2} = F_b \cdot B_v$$

$$F_b = \frac{F_v}{2}$$

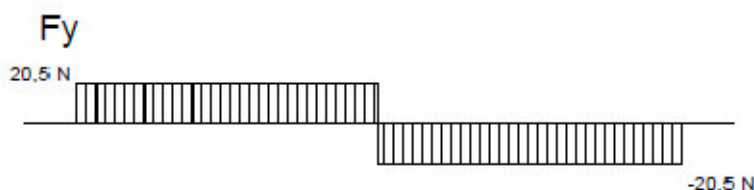
$$F_b = \frac{41}{2}$$

$$F_b = 20,5 \text{ N}$$

Z Obr. 16 lze také vidět, že síly F_a a F_b budou nabývat stejné velikosti, pokud se dodrží podmínka umístění břemene doprostřed tratě.

$$F_b = F_a = 20,5 \text{ N}$$

Působení vypočtených sil lze také znázornit dle Obr. 17 pro síly, které působí ve směru osy y.



Obr. 17 Síly působící na váleček v ose y

2.12.5 Maximální ohybový moment na plášti válečku

Pro zjednodušení výpočtu se bude předpokládat, že dopravované břemeno bude umístěno doprostřed tratě. Díky tomu se výsledná síla F_v rovnoměrně rozloží na ložiscích uvnitř válečku. Pak se může vypočítat nejvyšší moment, který je zobrazen na Obr. 18.

$$M_{omax} = F_v \cdot \frac{B_v}{2} \quad (48)$$

$$M_{omax} = 41 \cdot \frac{0,78}{2}$$

$$M_{omax} = 16 \text{ N} \cdot \text{m}$$



Obr. 18 Působící momenty

2.12.6 Průřezový modul pláště válečku v ohybu

Aby mohl být vypočten průřezový modul pláště válečku v ohybu, je potřeba nejprve odečíst čtvrtou mocninu vnějšího průměru pláště od čtvrté mocniny vnitřního průměru pláště. Pro zjištění vnitřního průměru pláště je třeba znát jeho tloušťku.

$$W_{omax} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{D^4 - (D - 2 \cdot t)^4}{D} \right) \quad (49)$$

$$W_{omax} = \frac{\pi}{32} \cdot \left(\frac{0,05^4 - (0,05 - 2 \cdot 0,0015)^4}{0,05} \right)$$

$$W_{omax} = 2,7 \cdot 10^{-6} m^3$$

2.12.7 Napětí působící na plášť válečku

Je dáno podílem maximálního ohybového momentu M_{omax} a průřezového modulu pláště v ohybu W_{omax} .

$$\sigma_{omax} = \frac{M_{omax}}{W_{omax}} \quad (50)$$

$$\sigma_{omax} = \frac{16}{2,7 \cdot 10^{-6}}$$

$$\sigma_{omax} = 5,93 MPa$$

2.12.8 Silové reakce působící na hřídel válečku

Na hřídel o průměru 12mm působí reakce z ložisek F_a a F_b . V opačném směru reakcí působí síly od uložení válečku v bočnicích F_c , F_d . Schéma působení sil je znázorněno na Obr. 19.



Obr. 19 Zobrazení působících sil na hřídel válečku

$$\sum F_x = 0 \quad (51)$$

$$\sum F_y = F_c - F_a + F_b - F_d \quad (52)$$

$$\sum M_C = F_a \cdot x + F_b \cdot (EL - x) - F_d \cdot EL \quad (53)$$

$$F_a \cdot x + F_b \cdot (EL - x) = F_d \cdot EL$$

$$F_D = \frac{F_a \cdot x + F_b \cdot (EL - x)}{EL}$$

$$F_D = \frac{20,5 \cdot 0,0155 + 20,5 \cdot (0,810 - 0,0155)}{0,810}$$

$$F_D = 20,5 \text{ N}$$

Z Obr. 20 lze vidět, že síly F_c a F_d budou nabývat stejné velikosti za předpokladu dopravy materiálu uprostřed tratě. Tehdy bude celkově platit, že $F_a = F_b = F_c = F_d$.

$$F_a = F_b = F_c = F_d = 20,5 \text{ N}$$



Obr. 20 Znázornění průběhu sil

2.12.9 Maximální ohybový moment působící na hřídel válečku

Podle Obr.21 jsou stanoveny momenty a určen ten nejvyšší z nich pro pevnostní výpočet. Následuje výpočet momentů, které se projevují v každém jednotlivém úseku zatížené hřídele. Moment nejvyšší hodnoty bude zvolen pro výpočet maximálního napětí na hřídeli.

$$M_{oI} = F_c \cdot x \quad (54)$$

$$M_{oI} = 20,5 \cdot 0,0155$$

$$M_{oI} = 0,32 \text{ Nm}$$

$$M_{oII} = F_c \cdot (EL - x) - F_a \cdot (EL - 2 \cdot x) \quad (55)$$

$$M_{oII} = 20,5 \cdot (0,810 - 0,0155) - 20,5 \cdot (0,810 - 2 \cdot 0,0155)$$

$$M_{oII} = 0,32 \text{ Nm}$$

$$M_{oIII} = F_c \cdot EL - F_a \cdot (EL - x) - F_b \cdot x \quad (56)$$

$$M_{oIII} = 20,5 \cdot 0,810 - 20,5 \cdot (0,810 - 0,0155) - 20,5 \cdot 0,0155$$

$$M_{oIII} = 0 \text{ Nm}$$



Obr. 21 Zobrazení působících momentů na hřídel

2.12.11 Průřezový modul hřídele v ohybu

Jelikož se jedná o plnou hřídel, není potřeba u tohoto výpočtu odečítat vnitřní průměr.

$$W_{oI\max} = \frac{\pi}{32} \cdot d_c^3 \quad (57)$$

$$W_{oI\max} = \frac{\pi}{32} \cdot 0,012^3$$

$$W_{oI\max} = 1,7 \cdot 10^{-7} \text{ m}^3$$

2.12.12 Napětí působící na hřídel válečku

Napětí působící na hřídel válečku je dáno podílem maximálního ohybového momentu, který je vypočten jako M_{oII} a průřezového modulu hřídele v ohybu.

$$\sigma_{oI\max} = \frac{M_{oI}}{W_{oI\max}} \quad (58)$$

$$\sigma_{oI\max} = \frac{0,32}{1,7 \cdot 10^{-7}}$$

$$\sigma_{oI\max} = 1,88 \text{ MPa}$$

2.12.13 Kontrola vypočtených hodnot

Kontrolujeme vždy maximální napětí působící jak na plášť válečku, tak i na jeho hřídel. Napětí součásti musí být vždy menší, než je napětí dovolené. Hodnoty dovoleného napětí jsem zjistil po komunikaci s výrobcem válečků.

Pro plášť válečku platí:

$$\sigma_{o\max} < 12 \text{ MPa} \quad (59)$$

$$5,93 < 12 \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

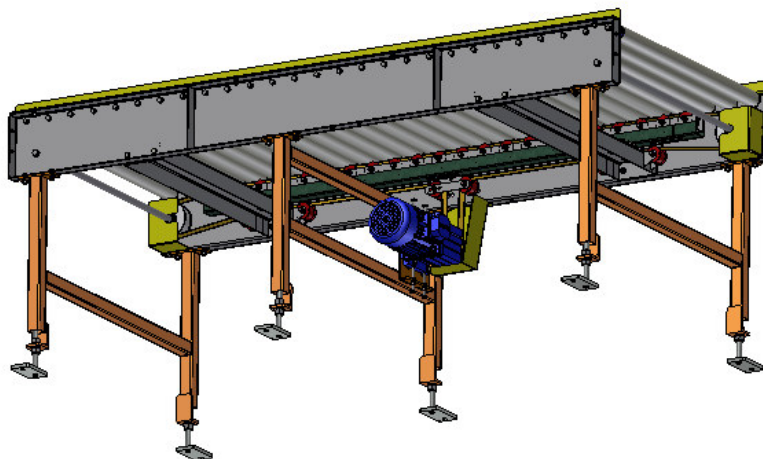
Pro hřídel válečku platí:

$$\sigma_{oI\max} < 69 \text{ MPa} \quad (60)$$

$$1,88 < 69 \rightarrow \text{podmínka vyhovuje}$$

3. Konstrukční návrh dopravníku

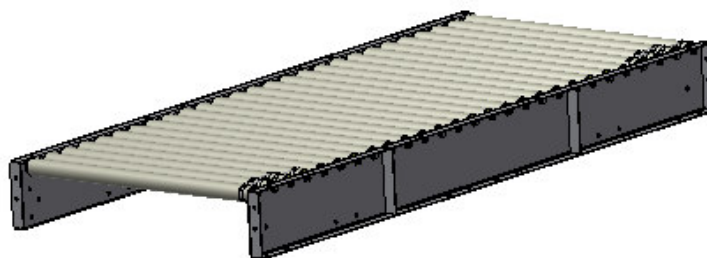
Následuje postupný popis konstrukce zadaného dopravníku. Při konstruování jsem užíval zásad firmy LOGSYS, která zadávala tuto bakalářskou práci. Dopravník odpovídá vzhledu ostatních modelů dopravníků, které tato firma nabízí. Také přípojovací rozměry jsou navrženy tak, aby bylo možno tento dopravník zasadit mezi dopravníky této firmy.



Obr. 22 Válečkový dopravník s odpojitelným pohonem

3.1 Základní konstrukce dopravníku

Základ dopravníku se skládá ze dvou bočnic, které vypadají jako ohýbané plechové tabule materiálu 11 373 do "U" profilu, ve kterém jsou navařené žebra pro zvýšení tuhosti. V bočnicích jsou přichystané díry, v rozteči 75mm mezi sebou, do kterých se našroubují válečky. Krom otvorů pro válečky jsou v bočnicích také nechystané díry pro upevnění stojanů, podpěr, atd. Čela bočnic jsou podobná jako žebra, ale mají navíc přichystané díry pro možné připojení k dalším dopravníkům.



Obr. 23 Smontované bočnice s válečkami detail

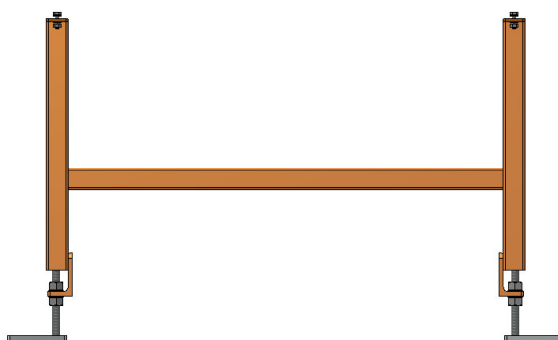
Celou tuto konstrukci drží pohromadě několik komponent. V první řadě jsou to stojany našroubované zespod na bočnice.

3.2 Stojany dopravníku

Stojany jsou konstruovány jako svařované konstrukce z trubek čtvercového profilu. Na dopravníku jsou použity dva druhy stojanů, a to motorové a nemotorové. Výška dopravníku po namontování stojanu splňuje zadaných 800mm.

3.2.1 Stojany nemotorové

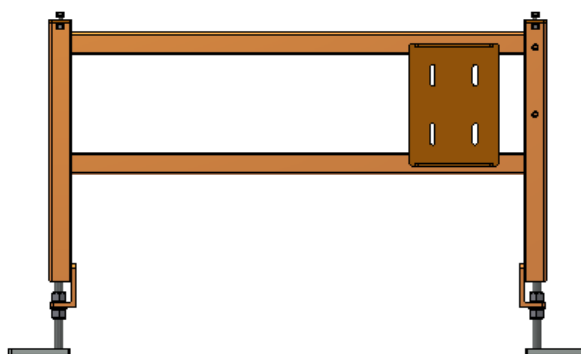
Stojany nemotorové mají jednoduchou konstrukci, v podobě základního svařence tří trubek čtvercového průřezu a k nim přidané díly pro přimontování stojanu k dopravníku a kotevních patek.



Obr. 24 Stojan dopravníku nemotorový

3.2.2 Stojan motorový

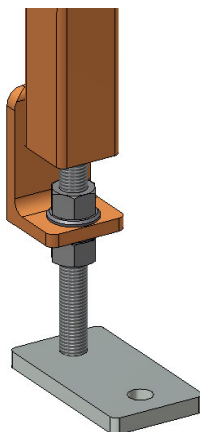
Motorový stojan má mírně složitější konstrukci, než nemotorový. Hlavní přídanou součástí je motorová deska, na kterou se montuje motor. Dále je také přidán jeden jelek pro zvýšení tuhosti konstrukce.



Obr. 25 Stojan dopravníku motorový

3.2.3 Nastavitelnost výšky stojanů

Dopravník může měnit svou výšku pomocí kotevních patek, které jsou přivařeny na závitovou tyč. Výsledné nastavování výšky pak probíhá pomocí matek našroubovaných na již zmíněnou závitovou tyč viz.Obr. 26. Rozmezí změny výšky dopravníku je $\pm 50\text{mm}$.



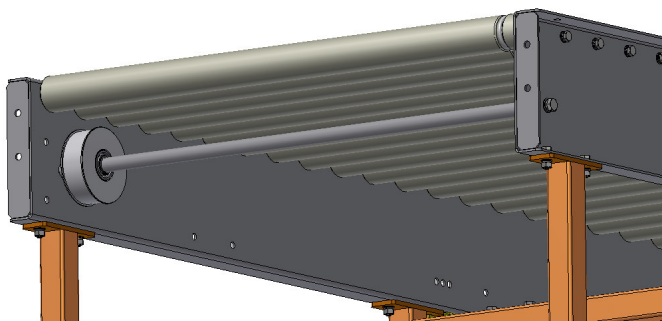
Obr. 26 Pátka pro výškovou nastavitelnost dopravníku

3.3 Vratná stanice řemene

Vratná stanice řemene se skládá ze dvou hlavních součástí. První součástí je hřídel. Druhou je vratná řemenice. Tyto dvě sestavy součástí jsou na každém konci dopravníku stejné.

3.3.1 Hřídel vratné řemenice

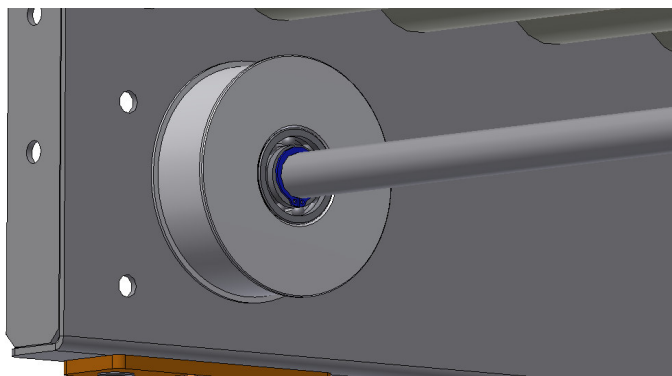
Dalšími komponentami, co stahuje bočnice k sobě, jsou hřídele, na které jsou uloženy vratné řemenice tečného řemenu. Ty jsou dvě a jsou mezi bočnice upevněny pomocí šroubů M10 z každé strany hřídele.



Obr. 27 Čelo dopravníku-hřídel vratné řemenice

3.3.2 Vratná řemenice

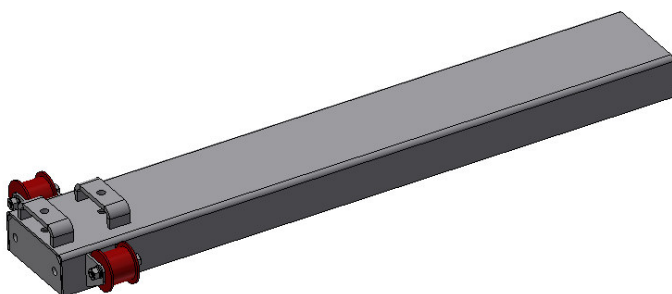
Vratná řemenice je na hřídel uložena pomocí dvou ložisek 6004. Celá sestava, řemenice s ložiskama, je nalisována na hřídel, a zajištěna pomocí hřídelových pojistných kroužků proti horizontálnímu pohybu po hřídeli.



Obr. 28 Vratná řemenice

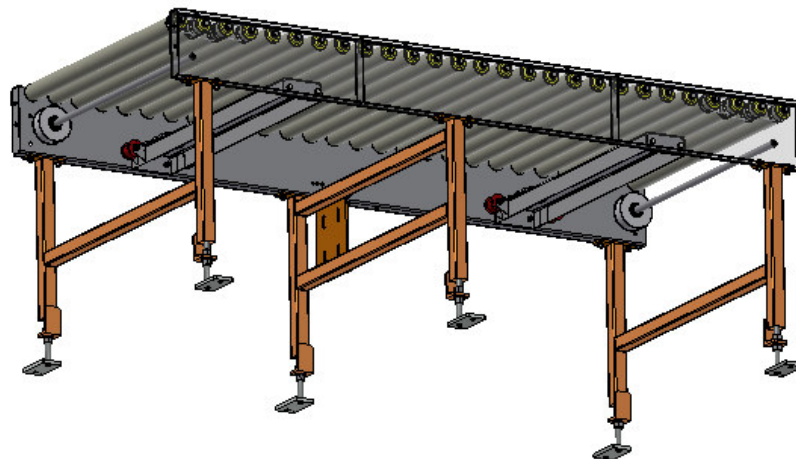
3.4 Držáky zdvihového mechanismu

Posledním prvkem, který stahuje bočnice k sobě jsou držáky zdvihového mechanismu. Jejich základem je ohýbaný plech do tvaru "U", který má po obou koncích přivařené čela s připravenými dírami pro přimontování k bočnicím. Dále jsou na jenom konci přivařena žebra pro namontování válečků, které vedou vratnou větev tečného řemenu, a nadzvedávají ho tak, aby se netřel o konstrukci držáku. Tyto válečky jsou od firmy Interroll série S2600. Držák má také ze své horní strany přivařené dva ohýbané plechy, na které se namontuje vodící lišta zdvihového mechanismu. Jejich hlavní funkcí je vytvářet mezeru mezi držákem a vodící lištou, aby mezi nimi mohl být veden řemen.



Obr. 29 Držák zdvihového mechanismu

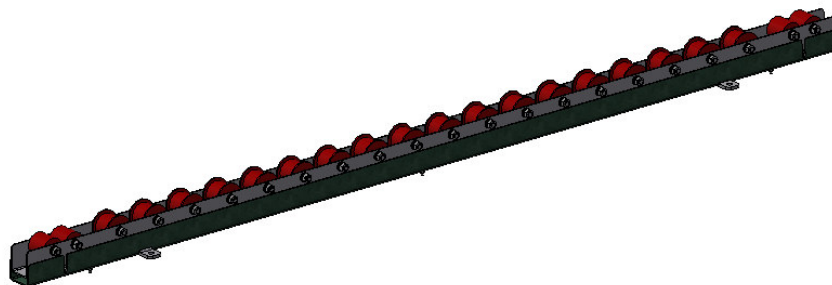
Držáky jsou v dopravníku použity dva a mezi bočnice jsou namontovány pomocí dvojic šroubů M8 viz Obr. 30.



Obr. 30 Detail umístění držáků zdvihového mechanismu

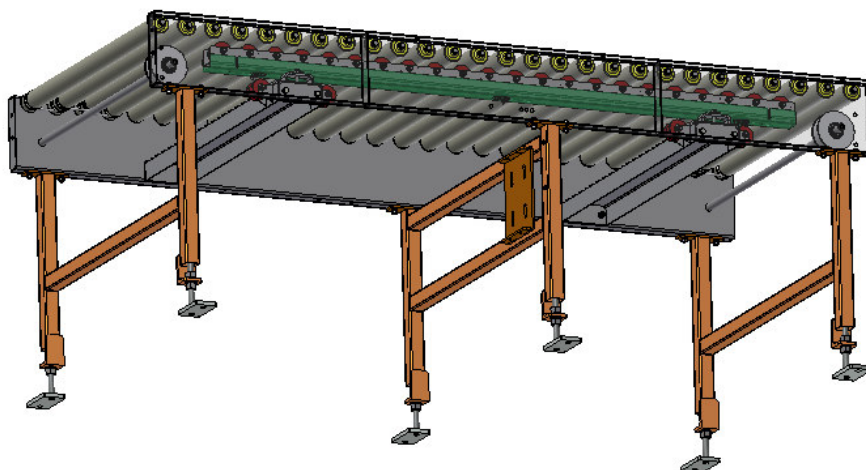
3.5 Zdvihový mechanismus

Celý zdvihový mechanismus vypadá tak, že se válečková lišta vloží do lišty vodící a dosedne na upínací plochu pneumatických válců.



Obr. 31 Zdvihový mechanismus

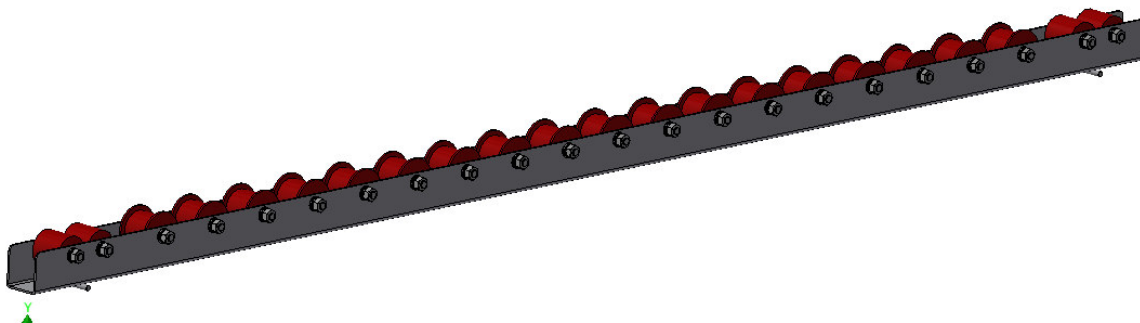
Kompletní sestava se přimontuje k dopravníku pomocí čtyř šroubů M8 na držáky zdvihového mechanismu.



Obr. 32 Detail umístění zdvihového mechanismu v dopravníku

3.5.1 Válečková lišta

Prvním dílem je válečková lišta, která je vytvořena z ohýbaného plechu, ve kterém jsou připraveny díry pro namontování válečků. Do lišty se válečky namontují pomocí šroubů M8. Zespod válečkové lišty jsou navařeny ještě dvě tyče kruhového průřezu průměru 6mm, které mírně přecházejí přes okraje. Jejich funkcí je zabránění horizontálnímu pohybu válečkové lišty v liště vodící.



Obr. 33 Válečková lišta

Válečky, které jsou použity jsou od firmy Interroll. Jedná se o speciální přitlačné válečky plochých řemenů s nákolky i bez nákolků série S2600. Válečky bez nákolků jsou na liště použity čtyři. Dva a dva vždy z kraje lišty. Důvod jejich použití je zmenšení rozteče mezi nimi, aby došlo k většímu úhlu opásání krajních válečků dopravníku, které jsou svázány

gumovými řemínky s válečky, kam lišta nedosáhne, a musí být schopny přenášet čtyřnásobné zatížení. Tyto válečky se skládají z plastového těla, ve kterém jsou uložena dvě ložiska typu 6000 2RZ. Do otvoru ložisek je uložena trubka pro vložení šroubu.

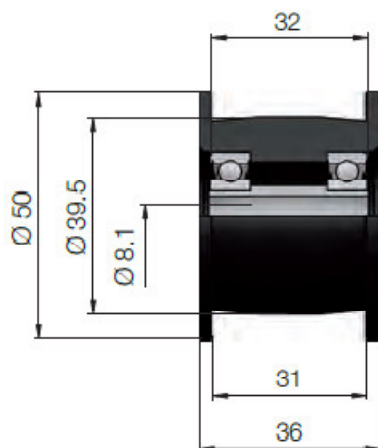


Fig.: Dimensions for 2601 / 2606

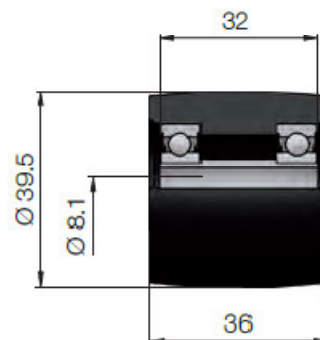


Fig.: Dimensions for 2611

Obr. 34 Typy přítlačných válečků [4]

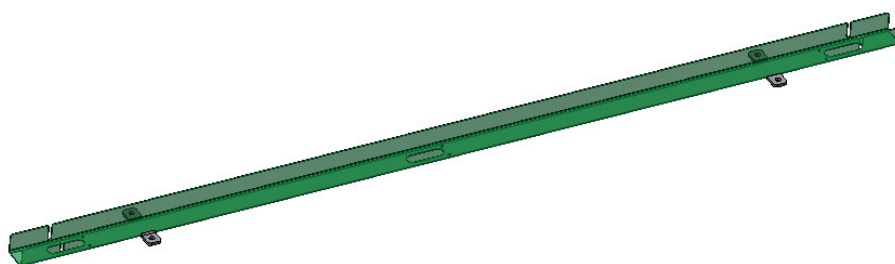
Product Selection

Drive medium	Bearing design	Flange	Material	Colour	Max. load capacity	Max. conveyor speed	Reference number
					N	m/s	
Flat belt	6000 2Z	✓	Polyamide	Black	2,500	2.5	2601
	6000 2Z stainless steel	✓	Polyamide	White	2,500	2.5	2606
	6000 2Z		Polyamide	Black	2,500	2.5	2611
	688 2Z stainless steel	✓	Polyoxymethylene	Grey	2,000	2.5	2610
Round belt	Slide bearing		Polyamide	Grey	1,000	1.2	K 212

Tab. 3 Parametry přítlačných válečků [4]

3.5.2 Vodící lišta

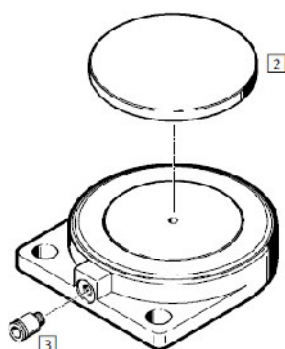
Druhým dílem je lišta vodící. Ta je stejně jako válečková lišta tvořena z ohýbaného plechu do "U" profilu, ve kterém je několik otvorů pro namontování pneumatických zdvihových válců, přívod hadiček pro vedení pneumatického systému a pak po bocích výřezy pro vedení válečkové lišty. Na boky jsou také přivařeny plíšky pro přimontování celé sestavy ke konstrukci držáků.



Obr. 35 Vodící lišta

3.5.3 Pneumatické zdvihové válce

Na válečkovou lištu se do připravených otvorů připevní pomocí dvou šroubů pneumatické válce, které zajišťují přitlačování řemene k válečkům dopravujícím břemena po dopravníku. Válce jsou celkem tři a vyrábí je firma Festo. Jsou kruhového typu, průměr upínací plochy je 20mm a maximální zdvih je 4mm.



Obr. 36 Pneumatický zdvihový válec EV 20 [14]

Upevňovací prvky a příslušenství				
	krátký popis	upínací modul, hranatý tvar	upínací modul, kruhový	→ strana
[2]	upínací deska EV-...-DP	chrání membránu před vnějším poškozením		1 / 5.4-8
[3]	šroubení s nástržnou koncovkou QS	pro připojení hadic na stlačený vzduch, s tolerovaným vnějším průměrem, dle normy CETOP RP 54 P		svazek 3

Tab.4 Tabulka popisů dílů zdvihového válce na Obr.36 [14]

Obecné technické údaje – upínací modul, kruhový tvar								
Ø upínací plochy	12	16	20	25	32	40	50	63
připojení pneumatiky	M3							
provozní médium	filtrovaný stlačený vzduch, mazaný nebo nemazaný							
konstrukce	membrána							
tlumení	bez							
snímání poloh	bez							
způsob upevnění	průchozí dírou							
montážní poloha	libovolná							

Tab.5 Tabulka obecných údajů ke zdvihovému válci na Obr.36 [14]

Provozní podmínky – upínací modul, kruhový tvar								
Ø upínací plochy	12	16	20	25	32	40	50	63
provozní tlak [bar]	≤ 6							
teplota okolí [°C]	-10 ... +40							

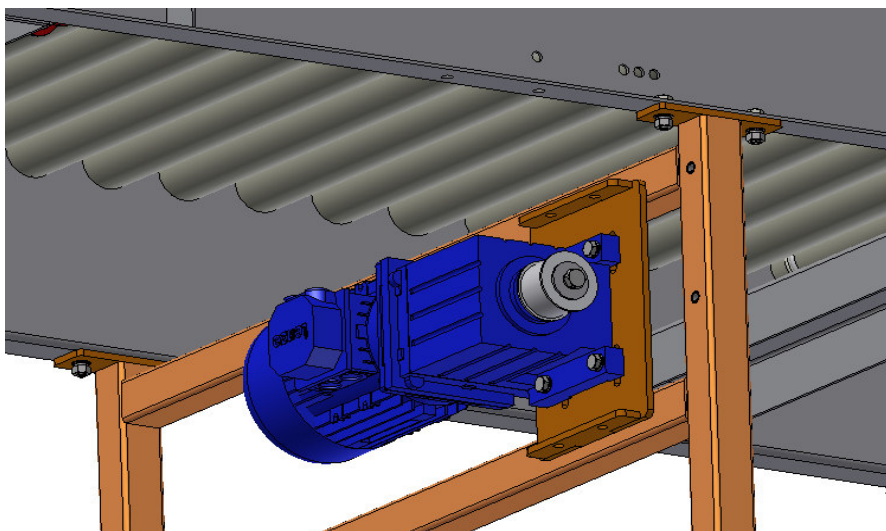
Tab.6 Tabulka provozních podmínek zdvihového válce na Obr.36 [14]

Síly [N] – upínací modul, kruhový tvar								
Ø upínací plochy	12	16	20	25	32	40	50	63
upínací síla při 6 barech, zdvih 1 mm	55	102	162	226	376	680	1 090	1 660
upínací síla při 6 barech, zdvih maximální	56	125	187	271	456	675	1 075	1 640

Tab.7 Tabulka silového působení zdvihového válce na Obr. 36 [14]

3.6 Hnací stanice

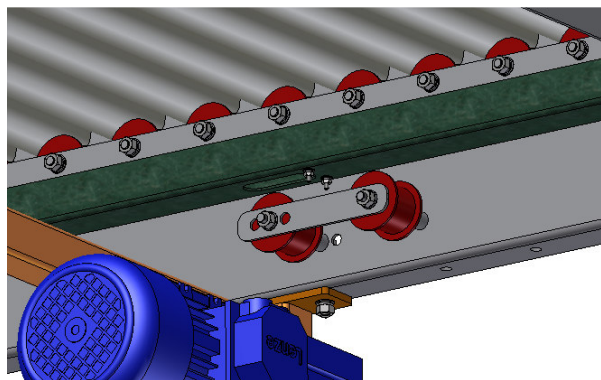
Výše zvolený motor se namontuje do motorové desky přivařené ke konstrukci stojanu. Upevní se pomocí čtveřice šroubů M8. Na hřídel motoru je vsunutá hnací řemenice, která je pojištěná proti protáčení pomocí pojistného pera. Z čela je zajištěna velkou podložkou a šroubem proti sesunutí z hřídele.



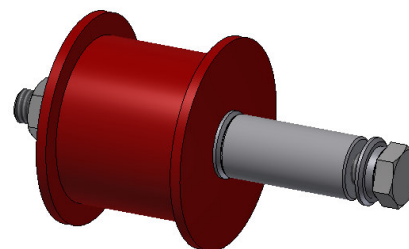
Obr. 37 Umístění elektromotoru na dopravniku

3.7 Válečky nad pohonem

Do motorové bočnice jsou také vmontovány válečky, které svádějí řemen dolů k pohonu a zajišťují úhel opásání hnací řemenice, který je 180° . Tyto válečky jsou nasunuty na hřídele, které jsou letmě uloženy v bočnici pomocí šroubů M8. Zepředu jsou staženy plechem, který zamezuje jejich vyvracení z přímé polohy.



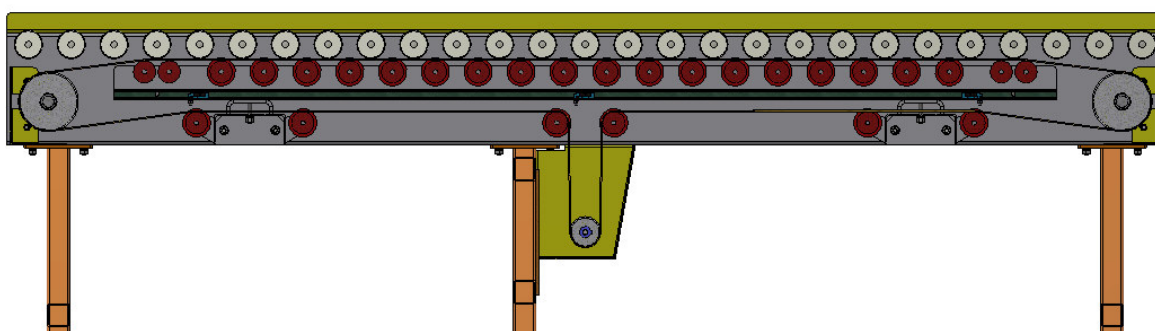
Obr. 38 Umístění vodících válečků nad motorem



Obr. 39 Vodící váleček

3.8 Řemen

Řemen je veden celou sestavou podle schéma na Obr. 40. Je plochého tvaru. Jeho šířka je 30mm. Vnější strana řemene, která se dotýká válečků dopravníku, je gumová, se součinitelem smykového tření 0,7. Vnitřní strana, která obepíná hnací řemenici je také gumová a její součinitel tření je stejný jako u vnější strany. Řemen dodává firma REKO a je typu T20/20E.

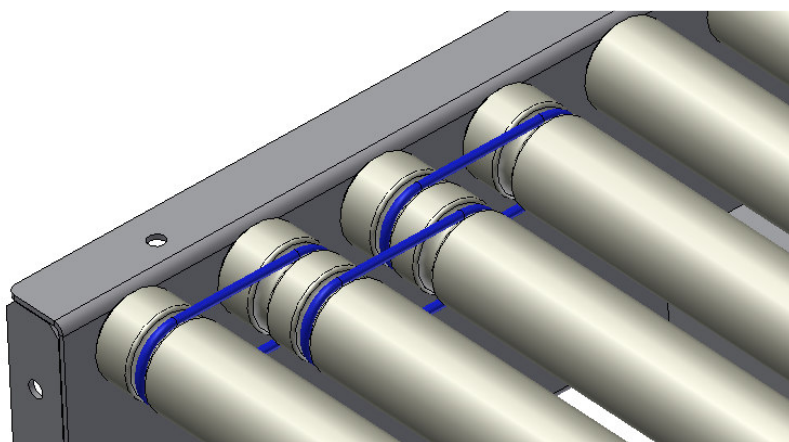


Obr. 40 Vedení hnacího řemene

Typ	Vrchní strana			Tažná vrstva	Vnitřní strana			Tloušťka	Hmotnost	Min. Ø řemenic	Napětí při 1% protažení	Napětí při 2,5% protažení	Teplotní odolnost min. max.	
	materiál	barva	koef. tření		materiál	barva	koef. tření						mm	kg/m²
E série														
T20/20E	guma	●	0,7		guma	●	0,7	2,2	2,5	25	120	180	-20	80

Tab. 8 Tabulka parametrů řemene [9]

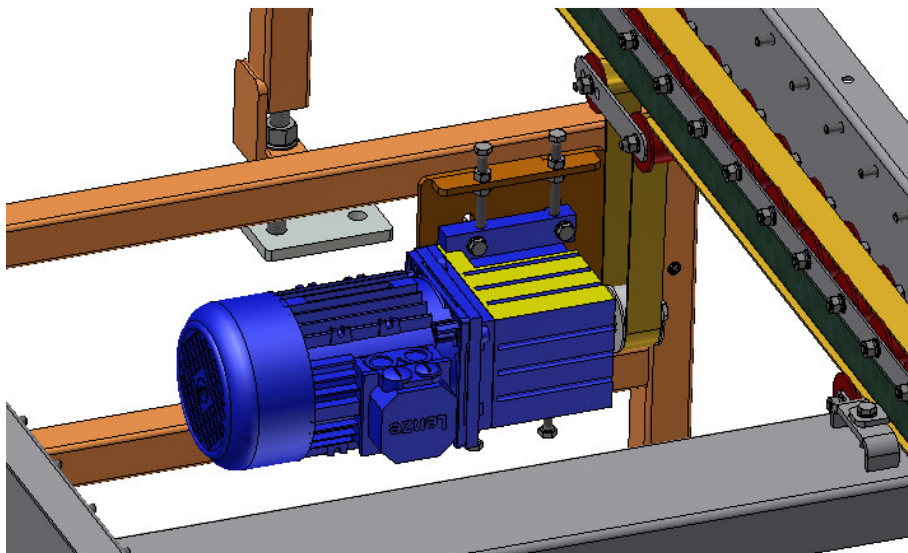
Na schéma vedení řemene Obr. 40 jde vidět, že první a poslední tři válečky nejsou hnány řemenem. Jejich rotace je zajištěna pomocí gumových řemínek spojujícím je k polednímu válečku, který je hnán řemenem.



Obr. 41 Válečky spojené gumovými řemínky

3.9 Napínání řemene

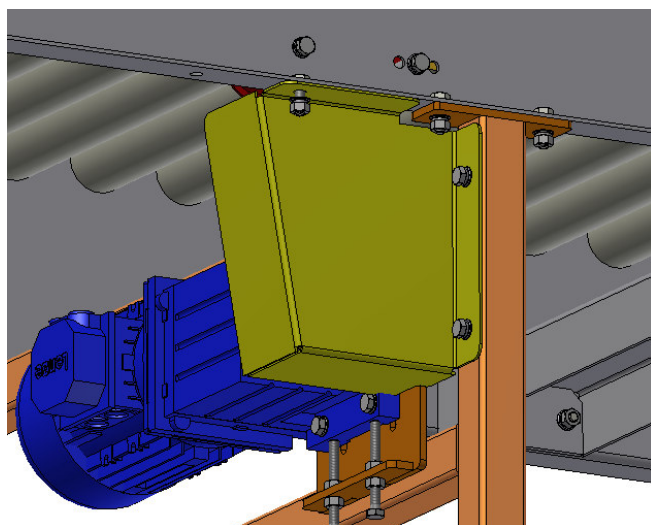
Řemen se napíná pomocí čtyř šroubů, které jsou vešroubované shora a zespoda do motorové desky. Ty horní tlačí na motor a posouvají ho směrem dolů. Tím jak se motor posunuje, řemen se napíná. Ty spodní jej podepírají, aby nedocházelo ke zbytečnému přepínání řemene vlivem tíhy motoru.



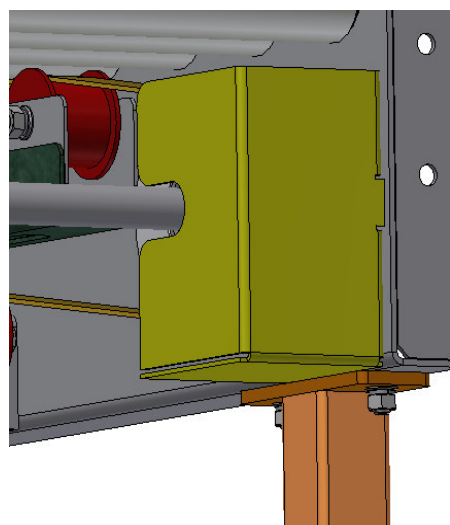
Obr. 42 Napínání řemene pomocí motoru

3.10 Kryty

Na dopravníku jsou pomocí plechových krytů zakryta nebezpečná místa, kde by člověk operující u dopravníku mohl přijít k nějaké fyzické újmě. Nejhorším místem je oblast motoru a hnací řemenice. Dalším kritickým místem je okolí vratných řemenic.



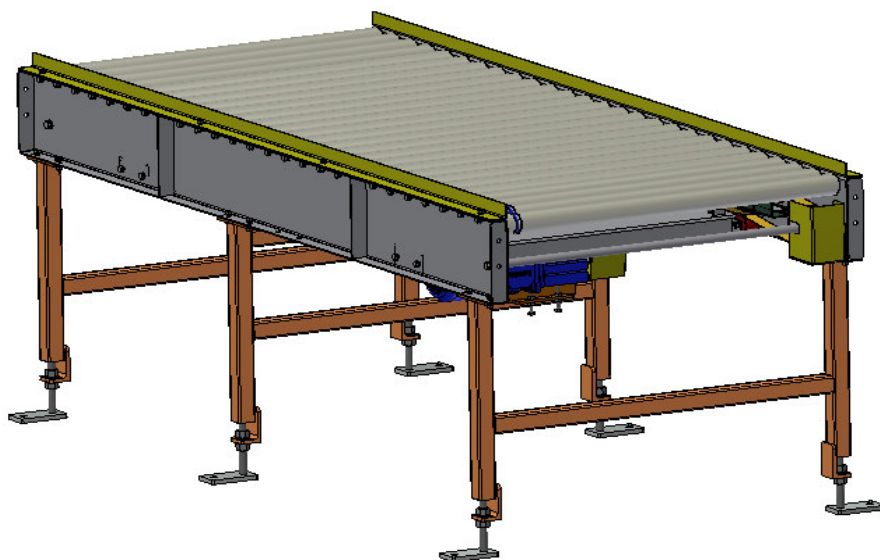
Obr. 43 Kryt pohonu



Obr. 44 Kryt vratné řemenice

3.11 Boční vedení

Dopravník je obohacen o boční vedení vysoké 30mm, které je přimontováno k horním stranám bočnic. Funkce bočního vedení je zabraňování přepravovaným břemenům, aby padaly přes okraj dopravníku.



Obr. 45 Dopravník komplet-pohled na boční vedení

4. Závěr

Cílem této bakalářské práce bylo konstrukční navržení válečkového dopravníku poháněného tečným řemenem s možností odpojení pohonu pomocí pneumatických zdvihových válců. Základem dopravníku jsou dvě bočnice, které jsou tvořeny ze svařovaných plechů. Mezi ně jsou namontovány válečky od firmy Interroll typu S1700 s hřídelí, která má na každém konci otvor pro namontování šroubů, pomocí kterých se válečky upevňují mezi bočnice. Tato konstrukce je uložena na stojanech ze svařovaných čtvercových profilových trubek. Výška stojanu je taková, aby po smontování dosáhl dopravník zadané výšky 800mm s možností změny v rozsahu $\pm 50\text{mm}$ z důvodu vyrovnání nerovností povrchu, kde je dopravník umístěn. Mezi bočnice dopravníku jsou také vmontovány hřídele s vratnými řemenicemi a držáky zdvihového mechanismu. Zdvihový mechanismus je namontován na držáky a skládá se z několika částí. První částí je válečková lišta, ve které jsou uloženy speciální přítlačné válečky, také od firmy Interroll série S2600. Druhou částí je lišta vodící, do které se vloží lišta válečková. Mezi lištu vodící a válečkovou jsou vloženy pneumatické zdvihové válce od firmy FESTO, které se značí jako EV 20. Jako pohon dopravníků jsem zvolil elektromotor od firmy LENZE s čelní převodovkou typu GST o výkonu 0,55 kW a výstupních otáčkách 136 min^{-1} . Na výstupní hřídel motoru je uložena hnací řemenice. Nad hnací řemenici jsou namontovány válečky, které svádějí řemen dolů k řemenici a zajišťují její opásání 180° . Řemen je volen pryžový o šířce 30mm a dodává jej firma REKO. Všechny kritické místa, kde by člověk obsluhující dopravník mohl přijít ke zranění jsou zakryta plechovými kryty. Přepadu břemen přes okraj dopravníku zabráňují boční vedení.

Byl provedeno několik výpočtů. Nejprve bylo třeba zjistit, jaký motor je potřeba k uvedení dopravníku s břemeny do chodu. Toho bylo docíleno pomocí graficko-početní metody. Dále bylo potřeba motor zkontrolovat, jestli vyhovuje rozběhovým podmínkám. Pak bylo potřeba spočítat, jak musí být válečky opásány, aby byly schopny uvést náklad do pohybu. Výpočtem z eulerova vztahu jsem zjistil, že pro válečky uprostřed tratě je potřeba úhel opásání $4,6^\circ$. Problém nastal u válečku, který je poslední hnaný od řemene, a se zbylými třemi válečky je svázán pomocí gumových řemínků, takže musí přenášet čtyřnásobné zatížení. U něj byl vypočten potřebný úhel opásání $16,9^\circ$. Konstrukční návrh, kdy jsou přítlačné válečky rozmístěny po válečkové liště v rozteči 75 mm je ale schopen vytvořit úhel opásání $9,5^\circ$. Proto byla u tohoto kritického válečku zmenšena rozteč přítlačných válečků na 43mm a tím zajištěn úhel opásání 19° , který je dostačující.

Podle zvolených komponent a vypočtených konstrukčních řešení byla provedena výkresová dokumentace.

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat svým rodičům, prarodičům, sourozencům a zbytku rodiny za maximální podporu ve studiu. Také bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce za ochotu a trpělivost při průběhu zpracování této práce.

5. Seznam použité literatury

- [1] prof. Ing. Vincent Jasaň, CSc., Teorie a stavba dopravníků, Vysoká škola technická v Košicích
- [2] STOKLÁSEK, Jiří Stoklásek, Brno, 2012. Bakalářská práce. Vysoké učení technické v Brně, fakulta strojního inženýrství. Vedoucí práce Ing. Jaroslav Kašpárek, Ph.D. Dostupné z: https://www.vutbr.cz/www_base/zav_prace_soubor_verejne.php?file_id=84539
- [3] INTERROLL. *Universal Conveyor Roller Series 1700*. [cit. 2016-21-4]. Dostupné z: http://www.interroll.com/media/products_1/mf_products_staging/ms_serie_1700/Serie_1700~8.pdf
- [4] INTERROLL. *Pressure Rollers S2600*. [cit. 2016-21-4]. Dostupné z: <http://www.interroll.cz/produkty/valecky/conveyor-accessories/pressure-roller/>
- [5] *Tření*. [online]. [cit. 2016-16-4]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/T%C5%99en%C3%AD>
- [6] J. POLÁK, K. BAILOTTI, J. PAVLISKA, L. HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2003, 104 s. ISBN:80-248-0493-X
- [7] LOGSYS. Dopravníkové systémy. Dostupné z: <http://logsys.cz/cz/dopravniky/prumyslove-aplikace>
- [8] LEINVEBER, Jiří; VÁVRA, Pavel. *Strojnické tabulky*. Páté upravené vydání. Úvaly: ALBRA, 2011. 927 s. ISBN 978-80-7361-081-4
- [9] REKO. Ploché hnací řemeny. Dostupné z: http://www.reko-sro.cz/pool/vzor/upload/REKO_katalog_2015.pdf
- [10] LENZE, *Geared motors with GST gearboxes*. [cit. 2016-16-4]. Dostupné z: https://www.lenze.com/fileadmin/lenze/documents/en/catalogue/CAT_GST_GFL_MF_15593808_en_GB.pdf
- [11] Moment setrvačnosti. [cit. 2016-11-4]. Dostupné z: http://cs.wikipedia.org/wiki/Moment_setrva%C4%8Dnosti
- [12] MARTÍNEK, Petr. *Transportní zařízení: (řešené příklady)*. 1. vyd. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1993, 109 s. ISBN 80-7078-165-3.
- [13] INTERROLL. *Katalog. Moduly dopravníků*. [online]. [cit. 2015-13-10]. Dostupné z: http://www.interroll.cz/fileadmin/user_upload/images/Teaser/INT_teaserbilder-rollers-multi.jpg
- [14] FESTO, *Pneumatic systems* [cit. 2016-11-4]. Dostupné z: https://www.festo.com/cat/en-gb_gb/data/doc_ENUS/PDF/US/EV_ENUS.PDF

6. Seznam příloh

BP-HUN0017-0001 DOPRAVNÍK SESTAVA

BP-HUN0017-0001 DOPRAVNÍK SESTAVA_A

BP-HUN0017-0001 DOPRAVNÍK SESTAVA_B

BP-HUN0017-0005 BOČNICE PLECH

BP-HUN0017-0006 BOČNICE MOT SVAREK

BP-HUN0017-0007 BOČNICE PLECH NEMOT

BP-HUN0017-0008 BOČNICE NEMOT SVAREK

BP-HUN0017-0009 ŽEBRO BOČNICE

BP-HUN0017-0010 SROJAN SESTAVA

BP-HUN0017-0011 STOJAN SVAREK

BP-HUN0017-0013 PATKA KOTEVNI-SVAREK

BP-HUN0017-0014 PATKA KOTEVNI

BP-HUN0017-0017 VODÍCÍ LIŠTA

BP-HUN0017-0018 ZDVIHÁNÍ SESTAVA

BP-HUN0017-0019 NOSNÍK ZDVIHACÍHO MECHANISMU

BP-HUN0017-0020 ŽEBTO DRŽÁK KLADIČKY

BP-HUN0017-0021 VODÍCÍ LIŠTA

BP-HUN0017-0022 BOČNÍ UPEVNĚNÍ VÁLEČKOVÉ LIŠTY

BP-HUN0017-0023 DRŽÁK ZDVIHOVÉHO MECHANISMU SVAREK

BP-HUN0017-0024 DRŽÁK ZDVIHOVÉHO MECHANISMU SESTAVA

BP-HUN0017-0025 PLECH MEZERA PRO ŘEMEN

BP-HUN0017-0026 VRATNÁ ŘEMENICE

BP-HUN0017-0027 HŘÍDEL VRATNÉ ŘEMENICE

BP-HUN0017-0028 STOJAN MOTOROVÝ SESTAVA

BP-HUN0017-0029 STOJAN MOTOROVÝ SVAREK

BP-HUN0017-0030 MOTOROVÁ DESKA

BP-HUN0017-0031 ČELO PODPĚRY ZDVIHU

BP-HUN0017-0034 NAPÍNÁNÍ NAD MOTOREM SESTAVA

BP-HUN0017-0035 HŘÍDEL NAPÍNÁNÍ NAD MOTOREM

BP-HUN0017-0037 POHÁNĚCÍ ŘEMENICE

BP-HUN0017-0038 VRATNÁ ŘEMENICE SESTAVA

BP-HUN0017-0039 STAHOVACÍ PLECH KLADEK ŘEMENE

BP-HUN0017-0041 ZAJIŠTĚNÍ HNACÍ ŘEMENICE

BP-HUN0017-0043 MOTOROVÁ DESKA SVAREK

BP-HUN0017-0044 PLECH NAPÍNÁNÍ MOTOR

BP-HUN0017-0046 TYČ VEDENÍ VÁLEČKOVÉ LIŠTY

BP-HUN0017-0047 VÁLEČKOVÁ LIŠTA SVAREK

BP-HUN0017-0048 ZÁVITOVÁ TYČ PŘÍTLAČNÝCH VÁLEČKŮ

BP-HUN0017-0053 ŽEBRO BOČNICE BEZ DĚR

BP-HUN0017-0054 PATKA HORNÍ 40-M8

BP-HUN0017-0055 STOJAN 40-PATKA L

BP-HUN0017-0056 VÁLEČKOVÁ LIŠTA PLECH

BP-HUN0017-0057 VÁLEČKOVÁ LIŠTA

BP-HUN0017-0058 BOČNÍ VEDENÍ PLECH